

ISSN 1998-6629

# ВЕСТНИК

САМАРСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО  
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО  
УНИВЕРСИТЕТА  
имени академика С. П. КОРОЛЁВА

№ 3 (19)

Часть 1

Специальный выпуск, подготовленный по материалам  
международной научно-технической конференции  
«Проблемы и перспективы развития двигателестроения»  
(г. Самара, 24-26 июня 2009 г.)

2009

УДК 05  
ББК Я5

ВЕСТНИК  
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО  
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА  
имени академика С. П. КОРОЛЁВА

№ 3 (19)

Часть 1  
2009

*Главный редактор*  
Сойфер В. А., член-корр. РАН

*Заместитель главного редактора*  
Шахматов Е. В., д.т.н., профессор

*Ответственный секретарь*  
Прохоров А. Г., к.т.н., доцент

*Редакционная коллегия*

Аншаков Г. П., член-корр. РАН	Коптев А. Н., д.т.н., профессор
Балакин В. Л., д.т.н., профессор	Кузьмичёв В. С., д.т.н., профессор
Барвинок В. А., член-корр. РАН	Лукачёв С. В., д.т.н., профессор
Бездухов В. П., член-корр. РАО	Михеев В. А., д.т.н., профессор
Богатырёв В. Д., д.э.н., профессор	Павельев В. С., д.ф.-м.н., доцент
Гречников Ф. В., член-корр. РАН	Пиганов М. Н., д.т.н., профессор
Казанский Н. Л., д.ф.-м.н., профессор	Прохоров С. А., д.т.н., профессор
Кирилин А. Н., д.т.н., профессор	Фалалеев С. В., д.т.н., профессор
Комаров В. А., д.т.н., профессор	Шорин В. П., академик РАН

Журнал входит в утверждённый ВАК Минобрнауки РФ Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, выпускаемых в Российской Федерации, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание учёных степеней доктора и кандидата наук.

Журнал включён в общероссийский каталог ОАО «Роспечать». Подписной индекс - 18264.

Издание журнала осуществлено за счёт гранта Российского фонда фундаментальных исследований 09-08-06043 г.

© Самарский государственный аэрокосмический университет  
443086, Самара, Московское шоссе, 34  
Тел.: (846) 267 48 41  
Электронная почта: [vest@ssau.ru](mailto:vest@ssau.ru)

Самара  
2009

## СОДЕРЖАНИЕ

### АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

<b>СРАБАТЫВАЕМЫЕ, ИЗНОСОСТОЙКИЕ И ТЕПЛОЗАЩИТНЫЕ ПОКРЫТИЯ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВОГО ТРАКТА ТУРБИНЫ, КОМПРЕССОРА И КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД</b>	
<i>В.А. Барвинок, И.Л. Шитарев, В.И. Богданович, И.А. Докукина, В.М. Карасёв</i>	11
<b>ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ УПЛОТНЕНИЙ КРИОГЕННЫХ НАСОСОВ</b>	
<i>А.В. Иванов</i>	29
<b>УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ПОЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ И ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУР ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИКИ РАБОЧИХ КОЛЕС ГТД</b>	
<i>Д.П. Давыдов, А.И. Ермаков</i>	34
<b>ДИСКОВЫЙ ВОЛНОВОЙ КОНЕЧНЫЙ ЭЛЕМЕНТ</b>	
<i>Д.П. Давыдов, А.И. Ермаков</i>	40
<b>ПОВЫШЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ ГОРЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДЛЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ</b>	
<i>Е.В. Лутушкин, М.Г. Роуз, С. Штаудахер</i>	46
<b>УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА СМАЗКИ СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ</b>	
<i>Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк</i>	57
<b>ВЛИЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ДЕТОНАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ТЯГОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ</b>	
<i>В.А. Поршнев</i>	65
<b>ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО АППАРАТА ГИПЕРВЕКТОРНОГО РАНЖИРОВАНИЯ ДЛЯ ВЫБОРА ЭНЕРГОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ</b>	
<i>В.В. Сафронов, А.С. Жебраков</i>	74
<b>ПРИМЕНЕНИЕ АППРОКСИМАТИВНОГО АНАЛИЗА РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ В ЗАДАЧЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОСИСТЕМ</b>	
<i>К.Ю. Мальчиков, Л.М. Логвинов, М.А. Ковалев</i>	82
<b>УПРЕЖДАЮЩЕЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ГИДРОСИСТЕМ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ПАРАМЕТРОВ ЧАСТИЦ ЗАГРЯЗНЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ</b>	
<i>М.А. Ковалев</i>	89
<b>ОГНЕВОЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ПУЛЬСИРУЮЩИХ ДЕТОНАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ ТЯГИ</b>	
<i>Г.С. Говоренко, Д.П. Тетерин, Д.С. Котельников, А.В. Алилуев, С.В. Алилуев, В.Н. Федорец</i>	97
<b>ГОТОВНОСТЬ ПРЕПОДАВАТЕЛЯ К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ДИСТАНЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ КАК УСЛОВИЕ МОДЕРНИЗАЦИИ ОБРАЗОВАНИЯ</b>	
<i>А.И. Белоусов, Т.В. Громова</i>	106
<b>РЕЗУЛЬТАТИВНОСТЬ ОПЫТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ РАБОТЫ ПО ФОРМИРОВАНИЮ ГОТОВНОСТИ ПРЕПОДАВАТЕЛЕЙ К ТЬЮТОРСКОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ</b>	
<i>Т.В. Громова</i>	115

<b>ПРОЕКТ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 30000 л. с. (ГТ-30)</b> <i>В.А. Зрелов</i>	123
<b>ИССЛЕДОВАНИЯ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ЯДЕРНЫХ УСТАНОВОК, РАБОТАЮЩИХ В СРЕДЕ ТЯЖЕЛЫХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЖИДКОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ</b> <i>Ю.Н. Дроздов, А.В. Безносков, В.В. Макаров, В.Н. Пучков, М.А. Антоненков, Д.В. Кузнецов</i>	128
<b>ОРГАНИЗАЦИЯ КОМПЛЕКСНОЙ ПОДГОТОВКИ ЦЕЛЕВОГО ПЕРСОНАЛА ИНТЕГРИРОВАННЫХ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ САПР НА БАЗЕ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ УЧЕБНО-ПРОМЫШЛЕННЫХ ЦЕНТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ВУЗА</b> <i>А.А. Черепашков</i>	137
<b>ВЛИЯНИЕ ШИРИНЫ ФИЛЬТРА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИСКРЕТНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ СПЕКТРА ВИБРАЦИИ ГТД</b> <i>А.Е. Сундуков, В.А. Николаев, Е.В. Сундуков</i>	143
<b>АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ СПЕКТРА МАКСИМУМОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВЫДЕЛЕНИЯ МОДУЛЯЦИОННЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ВИБРАЦИИ ГТД</b> <i>А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, В.А. Николаев</i>	147
<b>ВИБРОДИАГНОСТИКА РАСЦЕНТРОВКИ ВАЛОВ, СОЕДИНЕННЫХ ЗУБЧАТЫМИ И ШЛИЦЕВЫМИ МУФТАМИ</b> <i>А.Д. Росляков, В.А. Николаев, А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков</i>	152
<b>ИНВАРИАНТНОСТЬ ВЕКТОРНЫХ МОДЕЛЕЙ В МОДЕЛИРОВАНИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ</b> <i>Б.Б. Косенок</i>	157
<b>ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МЕТЧИКОВ ПРИ НАРЕЗАНИИ РЕЗЬБ С ПРИМЕНЕНИЕМ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ</b> <i>В.В. Головкин, В.Н. Трусов</i>	162
<b>ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПРОМЫВКИ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА ГТД</b> <i>Б.М. Силаев, Е.Н. Мальцев</i>	167
<b>ВОПРОСЫ МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ ДЛЯ МАТЕРИАЛОВ И ДЕТАЛЕЙ СОВРЕМЕННЫХ ГТД</b> <i>А.Н. Петухов</i>	172
<b>ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ МЕТОДОМ НАИМЕНЬШИХ КВАДРАТОВ</b> <i>А.В. Овчинников, Е.К. Красночуб, В.М. Бронштейн</i>	178
<b>МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТОЙЧИВОГО РОСТА УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН В ДИСКАХ ТУРБИНЫ АВИАДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ПРОСТОМ И СЛОЖНОМ ЦИКЛАХ НАГРУЖЕНИЯ</b> <i>Н.В. Туманов, М.А. Лаврентьева, С.А. Черкасова, А.Н. Серветник</i>	188
<b>ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ</b> <i>Д.Л. Скуратов, Е.В. Бурмистров, В.Н. Самыкин</i>	200
<b>ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ СКВОЗНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЛЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО, ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ В АВИАЦИОННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ</b> <i>А.А. Казаков, А.Г. Конюхов</i>	207

<b>АНАЛИЗ И БАЛЛИСТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ С ПРИСОЕДИНЕННОЙ КАМЕРОЙ ПОДГОНА</b> <i>А.И. Сафронов, В.В. Потапенко</i>	212
<b>ПРОЕКТИРОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЙ В СОСТАВЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ</b> <i>А.С. Виноградов, А.С. Мятлев</i>	217
<b>ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ УПЛОТНЕНИЯ КАК ЭЛЕМЕНТА ОПОРЫ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ</b> <i>А.С. Виноградов, А.П. Ремпель</i>	222
<b>КРЕАТИВНОЕ ПЛОСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЛЯ КОНСТРУКТОРОВ В ИНТЕГРИРОВАННОЙ СИСТЕМЕ СКВОЗНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ</b> <i>А.В. Быков, К.С. Карабчиев</i>	227
<b>МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЁННОГО ОТБОРА И ПОДВОДА ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА В ГТД</b> <i>А.И. Горюнов, И.М. Горюнов</i>	232
<b>АЛГОРИТМ РАСЧЕТА КОМБИНИРОВАННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК НА БАЗЕ ГТД И ТВЕРДООКСИДНЫХ ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ</b> <i>А.А. Лоскутников, Ф.Г. Бакиров, И.М. Горюнов</i>	235
<b>АРХИТЕКТУРА ИНТЕГРИРОВАННОЙ ИНФОРМАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ, ПРОИЗВОДСТВА И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГТД СОВМЕСТНО С ЕГО СИСТЕМОЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ, КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ</b> <i>Г.Г. Куликов, К.А. Ризванов, С.С.Денисова</i>	244
<b>ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ПРИ ТЕРМОПЛАСТИЧЕСКОМ УПРОЧНЕНИИ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ</b> <i>В.А. Барвинок, М.А. Вишняков, С.А. Игнатъев</i>	253
<b>ВАРИАНТЫ ОПТИМИЗАЦИИ РОТОРНО-ЛОПАСТНОГО КОМПРЕССОРА С БЕСКОНТАКТНЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ РАБОЧИХ КАМЕР</b> <i>И.В. Коломин, А.И. Довгялло, Р.Н. Гальперин, Л.Ю. Гуляев, А.П. Логашкин</i>	260
<b>МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА</b> <i>Н.И. Лиманова, Е.А. Мамзин, С.Г. Матвеев</i>	265
<b>КОМПЕТЕНТНОСТНЫЕ МОДЕЛИ БАКАЛАВРА И МАГИСТРА В ОБЛАСТИ ИННОВАЦИОННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ</b> <i>Г.Е. Белашевский, Д.М. Козлов</i>	270
<b>ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТОРОВ, ОКАЗЫВАЮЩИХ НАИБОЛЬШЕЕ ВЛИЯНИЕ НА ПОКАЗАТЕЛИ НАДЁЖНОСТИ ДИСКА ГТД С УЧЕТОМ ВНЕЗАПНЫХ ОТКАЗОВ</b> <i>А.И. Белоусов, А.В. Грицин</i>	277
<b>НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ НОВОГО УЧЕБНИКА ПО ТЕОРИИ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ</b> <i>Б.Г. Мингазов, В.А. Костерин, В.Л. Варсегов</i>	284
<b>ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО СНИЖЕНИЮ NO<sub>x</sub> В ТРАДИЦИОННОЙ КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТД НК-16СТ</b> <i>А.Н. Маркушин, В.К. Меркушин, В.М. Бьшин, А.В. Бакланов</i>	291
<b>ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРНОЙ РАСЧЕТНОЙ СЕТКИ МЕЖЛОПАТОЧНОГО КАНАЛА ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ В ПРОГРАММЕ GAMBIT</b> <i>Н.В. Батурин, О.В. Батурин, В.Н. Матвеев</i>	298

<b>РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ РЕСУРСА И НАДЁЖНОСТИ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ГТД</b>	
<i>Д.Г. Громаковский, А.Г. Ковшов, И.Д. Ибатуллин</i>	305
<b>ДУХОВНО-НРАВСТВЕННОЕ ВОСПИТАНИЕ СТУДЕНТОВ МЛАДШИХ КУРСОВ АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА</b>	
<i>В.М. Окороchkова, А.П. Старостина</i>	313
<b>О ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЕ МАСЛЯНЫХ ПОЛОСТЕЙ ОПОР СОЗДАВАЕМЫХ ГТД</b>	
<i>А.Е. Трянов, О.А. Гришанов, А.С. Виноградов</i>	318
<b>ВЛИЯНИЕ МИКРОПОЛЯРНЫХ СВОЙСТВ МАСЕЛ НА ДИНАМИКУ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ</b>	
<i>Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, И.Г. Леванов, А.В. Чеснов</i>	329
<b>СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ</b>	
<i>Ю.В. Рождественский, А.А. Дойкин, В.С. Мурзин</i>	338
<b>ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ РЭА</b>	
<i>В.В. Бирюк, А.И. Китаев</i>	342
<b>ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СТЕНДОВЫХ ОПОРНЫХ СИСТЕМ</b>	
<i>В.Н. Самсонов, М.С. Козырева, А.А. Черевань</i>	346
<b>ИЗУЧЕНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ СОСТОЯНИЯ ВЕЩЕСТВ В ДВУХФАЗНОЙ ОБЛАСТИ ЖИДКОСТЬ-ПАР</b>	
<i>Е.Л. Михеенков, М.В. Червяков</i>	350
<b>СОЗДАНИЕ СРЕДСТВ ВИБРОЗАЩИТЫ ДЛЯ РУЧНОГО МЕХАНИЗИРОВАННОГО ИНСТРУМЕНТА ВРАЩАТЕЛЬНОГО И УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ</b>	
<i>В.Н. Вякин, Г.В. Изранова, В.Г. Луканенко</i>	357
<b>СТРАТЕГИЯ РАЗВИТИЯ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ПОДШИПНИКОВ АЭРОКОСМИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ</b>	
<i>В.В. Макаrchук</i>	361
<b>РАСЧЕТ ДВУХРЯДНОГО СФЕРИЧЕСКОГО РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА САТЕЛЛИТНОЙ ШЕСТЕРНИ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА</b>	
<i>Е.П. Жильников, В.В. Мурашкин, И.М. Шифрин</i>	366
<b>ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАССЕЯНИЯ И СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ГРАНИЦ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДИСКОВ КНД АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ</b>	
<i>В.В. Кутырёв, С.В. Теплова</i>	376
<b>ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭФФЕКТА ОБРАТНОЙ СВЯЗИ В ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ЛАЗЕРАХ ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМ ДИАГНОСТИКИ СОСТОЯНИЯ МНОГОСЛОЙНЫХ СОТОВЫХ ОБОЛОЧЕК</b>	
<i>Н.А. Сазонникова, Д.Н. Гребнев, О.В. Шулепова</i>	382
<b>УЧЕТ КОЛЕБАНИЙ СИЛОВОГО АГРЕГАТА ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА РОТОРА МАЛОРАЗМЕРНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-8,5С</b>	
<i>Д.Ю. Иванов, М.К. Филимонов</i>	389
<b>МЕТОДИКА РАСЧЁТА НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОПОР ИЗ МАТЕРИАЛА МР С ЧАСТИЧНЫМ ОХВАТОМ ЦАПФЫ ПРИ ПРЕЦЕССИОННОМ НАГРУЖЕНИИ</b>	
<i>Ф.В. Паровай, Ю.К. Пономарев, А.С. Котов, С.Е. Спивак, Е.С. Васюков</i>	396

## CONTENTS

### AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

<b>WEARABILITY, WEARPROOF AND HEAT-SHIELDING COVERINGS FOR DETAILS OF THE GAS PATH OF THE TURBINE, THE COMPRESSOR AND THE CHAMBER OF COMBUSTION OF GAS TURBINE ENGINE</b>	
<i>V.A. Barvinok, I.L. Shitarev, V.I. Bogdanovich, I.A. Dokukina, V.M. Karasev</i>	11
<b>THERMAL DEFORMATION INFLUENCE TO CRYOGENIC PUMPS SEALS OPERABILITY</b>	
<i>A.V. Ivanov</i>	29
<b>CENTRIFUGAL FORCE FIELD EFFECT CONSIDERATION IN DYNAMICS INVESTIGATION OF BLADE WHEELS</b>	
<i>D.P. Davydov, A.I. Ermakov</i>	34
<b>DISK HARMONIC FINITE ELEMENT</b>	
<i>D.P. Davydov, A.I. Ermakov</i>	40
<b>PRESSURE-GAIN COMBUSTION AND ITS POTENTIAL FOR GAS TURBINE ENGINE ENHANCEMENT</b>	
<i>E.V. Lutoschkin, M. G. Rose, S. Staudacher</i>	46
<b>AN EHD ANALYSIS OF COMPLEX-LOADED BEARINGS</b>	
<i>Yu.V. Rozhdestvensky, N.A. Hozenjuk</i>	57
<b>AGENCY OF MEMBERS OF THE PULSE DETONATION ENGINE ON THRUST CHARACTERISTICS</b>	
<i>V.A. Porshnev</i>	65
<b>USE OF THE MATHEMATICAL TOOL OF HYPERVECTOR RANGING FOR SELECTION ENERGY-POWER PLANT OF FLIGHT VEHICLES</b>	
<i>V.V. Safronov, A.S. Zhebrakov</i>	74
<b>USE OF APPROXIMATIVE ANALYSIS OUTCOME OF EXPERIMENT IN PROBLEM OF DIAGNOSTICS TECHNICAL CONDITIONS OF HYDRAULIC SYSTEMS</b>	
<i>K.Y. Malchikov, L.M. Logvinov, M.A. Kovalev</i>	82
<b>PROACTIVE MAINTENANCE OF HYDROSYSTEMS ON THE BASIS OF THE ANALYSIS OF PARAMETERS OF PARTICLES OF CONTAMINATION OF HYDRAULIC FLUID</b>	
<i>M.A. Kovalev</i>	89
<b>FIRING TEST STAND PULSE DETONATION LOW-THRUST ENGINES</b>	
<i>G.S. Govorenkho, D.P. Teterin, D.S. Kotelnikhov, A.V. Aliluev, S.V. Aliluev, V.N. Fedorets</i>	97
<b>TEACHERS' READINESS TO USE DISTANCE TECHNOLOGIES AS A GUARANTEE TERM TO MODERNIZE EDUCATION</b>	
<i>A.I. Belousov, T.V. Gromova</i>	106
<b>THE ANALYSIS OF EXPERIMENTAL WORK EFFICIENCY OF FORMING TEACHERS READINESS TO FULFILL TUTOR'S ACTIVITY</b>	
<i>T.V. Gromova</i>	115
<b>PROJECT OF 30 000 h.p. POWER GAS TURBINE</b>	
<i>V.A. Zrelov</i>	123

<b>INVESTIGATION OF FRICTION JOINTS WORKING IN NUCLEAR PLANT WITH HEAT TRANSFER MEDIUM CONSIST OF HEAVY HIGH TEMPERATURE LIQUID METAL</b>	
<i>Yu.N. Drozdov, A.V. Beznosov, V.V. Makarov, V.N. Puchkov, M.A. Antonenkov, D.V. Kuznetsov</i>	128
<b>ORGANIZATION OF TRAINING OF THE CAD/CAM USERS IN THE SPECIALIZED SCHOLASTIC-INDUSTRIAL CENTRE OF THE TECHNICAL UNIVERSITY</b>	
<i>A.A. Cherepashkov</i>	137
<b>INFLUENCE OF WIDTH OF THE FILTER ON CHARACTERISTICS OF DISCRETE COMPONENTS OF THE SPECTRUM OF VIBRATION OF GAS TURBINE ENGINE</b>	
<i>A.E. Sundukov, V.A. Nikolaev, E.V. Sundukov</i>	143
<b>THE ANALYSIS OF INFLUENCE OF PARAMETERS OF THE SPECTRUM OF MAXIMA ON EFFICIENCY OF ALLOCATION MODULATING COMPONENTS OF VIBRATION OF GAS TURBINE ENGINE</b>	
<i>A.E. Sundukov, E.V. Sundukov, V.A. Nikolaev</i>	147
<b>VIBRATION DIAGNOSIS NOT CENTERED SHAFTS CONNECTED BY GEAR GEARING</b>	
<i>A.D. Roslyakov, V.A. Nikolaev, A.E. Sundukov, E.V. Sundukov</i>	152
<b>INVARIANCY OF VECTOR MODELS IN MODELLING TOOTH GEARINGS</b>	
<i>B.B. Kosenok</i>	157
<b>RESEARCH FUNCTIONALITY SEREWING TAP BY ULTRASOUND OSCILLATION</b>	
<i>V.V. Golovkin, V.N. Trusov</i>	162
<b>THE THEORETICAL SUBSTANTIATION OF THE CONSTRUCTIVE SCHEME OF THE AIR-GAS TRACT RINSING DEVICE FOR GTE</b>	
<i>B.M. Silaev, E.N. Mal'tsev</i>	167
<b>QUESTIONS OF HCF FOR MATERIALS AND DETAILS MODERN GTE</b>	
<i>A.N. Petukhov</i>	172
<b>PROCESSING OF EXPERIMENTAL DATA BY THE METHOD OF THE LEAST SQUARES</b>	
<i>A.V. Ovchinnikov, E.K. Krasnochub, V.M. Bronstein</i>	178
<b>MODELING STABLE GROWTH OF FATIGUE CRACKS IN AERO ENGINE TURBINE DISCS UNDER SIMPLE AND COMPLEX LOADING CYCLES</b>	
<i>N.V. Tumanov, M.A. Lavrentyeva, S.A. Cherkasova, A.N. Servetnik</i>	188
<b>INCREASE OF STABILITY OF TECHNOLOGICAL SYSTEMS AT PROCESSING OF DETAILS AIRCRAFTS ENGINES</b>	
<i>D.L. Skuratov, E.V. Burmistrov, V.N. Samykin</i>	200
<b>EXPERIENCE OF USING THE END-TO-END DESIGN SYSTEMS FOR ENGINEERING OF HIGH-SPEED AND HIGH-EFFICIENCY MACHINING IN AIRCRAFT INDUSTRY</b>	
<i>A.A. Kazakov, A.V. Konuhov</i>	207
<b>ANALYSIS AND BALLISTICS PROJECT THE GUN TUBE SYSTEM WITH A JOINED DRIVE ON CHAMBER</b>	
<i>A.I. Safronov, V.V. Potapenko</i>	212
<b>SEAL DESIGNING IN A STRUCTURE OF THE COOLING SYSTEM IN GAS TURBINE ENGINE</b>	
<i>A.S. Vinogradov, A.S. Myatlev</i>	217



<b>RESEARCH OF A SEAL WORK AS AN ELEMENT OF THE AIR ENGINE SUPPORT</b> <i>A.S. Vinogradov, A.P. Rempel</i>	222
<b>CREATIVE 2D-MODELING</b> <i>A.V. Bykov, K.S. Karabcheyev</i>	227
<b>SIMULATION OF THE DISTRIBUTED SELECTION AND SUPPLY OF COOLING AIR IN GAS-TURB ENGINE</b> <i>A.I. Goryunov, I.M. Goryunov</i>	232
<b>THE ALGORITHM OF CALCULATION COMBINED ENERGY INSTALLATIONS, BASED ON TURBOJET AND SOFC</b> <i>A.F. Loskutnikov, F.G. Bakirov, I.M. Gorjunov</i>	235
<b>THE INTEGRATED INFORMATION MODEL ARCHITECTURE FOR WORKING OUT, MANUFACTURE AND OPERATION GTE TOGETHER WITH ITS SYSTEM OF AUTOMATIC CONTROL, THE CONTROL AND DIAGNOSTICS</b> <i>G.G. Kulikov, K.A. Rizvanov, S.S. Denisova</i>	244
<b>THEORETICAL DEFINITION OF TEMPERATURE FIELDS AT THERMOPLASTIC HARDENING OF DETAILS OF GAS TURBINE ENGINES</b> <i>V.A. Barvinok, M.A. Vishnyakov, S.A. Ignatiev</i>	253
<b>ROTOR-VANE COMPRESSOR WITH WORKING CHAMBERS CONTACTLESS CONDENSATION OPTIMIZATIONS VARIANTS</b> <i>I.V. Kolomin, A.I. Dovgjallo, R.N. Galperin, L.Yu. Gulyaev, A.P. Logashkin</i>	260
<b>MODELING OF THE HEAT EXCHANGE PROCESSES</b> <i>N.I. Limanova, E.A. Mamzin, S.G. Matveev</i>	265
<b>MODELS COMPETENCE OF BACHELOR AND MASTER'S DEGREE FOR INNOVATION MACHINE BUILDING</b> <i>G.E. Belashevsky, D.M. Kozlov</i>	270
<b>ESTIMATION THE FACTORS, MAKE THE GREATEST INFLUENCE ON RELIABILITY PARAMETRES OF A GTD DISK WITH A GLANCE SUDDEN FAILURES</b> <i>A.I. Belousov, A.V. Gritsin</i>	277
<b>FEATURES OF THE NEW GAS TURBINE AVIATION ENGINES THEORY COURSE</b> <i>B.G. Mingazov, V.A. Kosterin, V.L. Varsegov</i>	284
<b>TECHNICAL SOLUTIONS OF NO<sub>x</sub> DECREASE IN TRADITIONAL COMBUSTION CHAMBER OF GTE NK-16ST</b> <i>A.N. Markushin, V.K. Merkushin, V.M. Byshin, A.V. Baklanov</i>	291
<b>FORMATION OF A STRUCTURAL CALCULATED MESH THE PASSAGE BLADE OF THE AXIAL TURBINE IN PROGRAM GAMBIT</b> <i>N.V. Baturin, O.V. Baturin, V.N. Matveev</i>	298
<b>WORKING OUT THE SYSTEM OF TECHNICAL DECISIONS FOR ENSURING THE RELIABILITY OF FRICTION UNITS OF GAS-TURBINE ENGINES</b> <i>D.G. Gromakovsky, A.G. Kovshov, I.D. Ibatullin</i>	305
<b>SPIRITUAL-MORAL EDUCATION OF STUDENTS OF YOUNGER RATES OF SPACE UNIVERSITY</b> <i>V.M. Okorochkova, A.P. Starostina</i>	313
<b>ABOUT THE THERMAL PROTECTION OF THE OIL CAVITIES FOR DESIGNING GAS TURBINE ENGINES</b> <i>A.Ye. Tryanov, O.A. Grishanov, A.S. Vinogradov</i>	318

<b>INFLUENCE OF MICROPOLAR PROPERTIES OF OILS ON DYNAMICS OF COMPLEX-LOADED JOURNAL BEARINGS</b>	
<i>E.A. Zadorojnaya, V.G. Karavaev, I.G. Levanov, A.V. Chesnov</i>	329
<b>IMPROVEMENT OF A DESIGN PISTON OF DIESEL ENGINE OF TRACTOR</b>	
<i>Y.V. Rogdestvensky, A.A. Doykin, V.S. Murzin</i>	338
<b>HEAT-PIPES' APPLICATION FOR COOLING OF COMMUNICATIONS-ELECTRONICS EQUIPMENT</b>	
<i>V.V. Biryuk, A.I. Kitaev</i>	342
<b>INVESTIGATION OF EXTREME OPPORTUNITIES OF STAND SUPPORTING SYSTEMS</b>	
<i>V.N. Samsonov, M.S. Kozyreva, A.A. Cherevan</i>	346
<b>STUDY OF STATE SURFACE OF SUBSTANCES IN DUAL-PHASE VAPOR-LIQUID REGION</b>	
<i>E.L. Mikheyenkov, M.V. Chervyakov</i>	350
<b>CREATION OF MEANS OF PROTECTION AGAINST VIBRATION FOR THE MANUAL MECHANIZED TOOL OF ROTARY AND SHOCK ACTION</b>	
<i>V.N. Vjakin, G.V. Izranova, V.G. Lukanenko</i>	357
<b>DEVELOPMENT STRATEGY OF DESIGN METHODS OF HIGH-SPEED BEARINGS OF AEROSPACE APPLICATION</b>	
<i>V.V. Makarchuk</i>	361
<b>CALCULATION OF THE DOUBLE-ROW SPHERICAL ROLLER BEARING OF THE SATELLITE GEAR WHEEL OF THE PLANETARY REDUCER</b>	
<i>E.P. Zhilnikov, V.V. Murashkin, I.M. Shifrin</i>	366
<b>LAWS OF LIFE DISPERSION AND STATISTICAL ESTIMATION OF LIFE DISTRIBUTION BOUNDARIES AS APPLIED TO AVIATION ENGINE LPC DISKS</b>	
<i>V.V. Kutyrev, S.V. Teplova</i>	376
<b>THE SEMICONDUCTOR LASER FEEDBACK EFFECT IMPLEMENTATION TO CONSTRUCTING OF DEFECTOSCOPING SYSTEM FOR LARGE-SIZED SHELLS</b>	
<i>N.A. Sazonnikova, D.N. Grebnev, O.V. Shulepova</i>	382
<b>ENGINE VIBRATIONS CONSIDERING FOR LIGHT TUGBOCHARGER TKR-8,5C ROTOR JOURNAL BEARING DIAGNOSTIC</b>	
<i>D.Yu. Ivanov, M. K.Filimonov</i>	389
<b>METHODS OF CALCULATING THE LOAD CHARACTERISTICS OF RING DAMPERS OF THE MR MATERIAL WITH PARTIAL COVERAGE OF A BEARING WITH PRECESSIONAL LOADING</b>	
<i>F.V. Parovay, Y.K. Ponomaryov, A.S. Kotov, S.E. Spivak, E.S. Vasyukov</i>	396

## СРАБАТЫВАЕМЫЕ, ИЗНОСОСТОЙКИЕ И ТЕПЛОЗАЩИТНЫЕ ПОКРЫТИЯ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВОГО ТРАКТА ТУРБИНЫ, КОМПРЕССОРА И КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

© 2009 В. А. Барвинок<sup>1</sup>, И. Л. Шитарев<sup>1</sup>, В. И. Богданович<sup>1</sup>, И. А. Докукина<sup>1</sup>, В. М. Карасёв<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет

<sup>2</sup>ОАО «Металлист-Самара»

Рассмотрены основные закономерности и особенности нанесения срабатываемых, износостойких и жаропрочных покрытий на детали газового тракта турбины, компрессора и камеры сгорания ГТД газотермическим плазменным и ионно-плазменным вакуумными методами. Показаны основные доработки и элементы модернизации оборудования для газотермического и ионно-плазменного вакуумного метода. Для расчета температур, текущих и остаточных напряжений рассмотрены реальные случаи и приемы при напылении.

*Напыление, покрытие, оборудование, модернизация, температура, напряжения*

Общеизвестно, что повышение надежности, экономичности и ресурса ГТД постоянно требует усовершенствования существующих, разработки и внедрения новых материалов и технологий. В связи с тем, что многие физико-механические свойства деталей ГТД определяются состоянием поверхностного слоя, использование дефицитных и дорогих материалов во всем объеме изделия нецелесообразно, а в некоторых случаях и невозможно. Данная проблема на сегодня решается нанесением на детали специальных покрытий. Однако известные методы низкотемпературной химии и металлургии в процессах получения покрытий (алитирование, анодирование, гальваника и т.д.) ограничены законами термодинамики равновесных процессов, уровнем достижимых температур и энергией частиц. Более широкими возможностями обладают плазменные (газотермические) и ионно-плазменные вакуумные покрытия. Так, например, для двигателей необходимо разработать теплозащитные покрытия, обеспечивающие работоспособность при повышенных температурах и нагрузках, стойкие против высокотемпературной коррозии, эрозии и износа. Особенно актуальна эта проблема для деталей камеры сгорания и лопаток первой ступени турбины авиационных двигателей новых поколений и конверсионных газотурбинных агрегатов с большими ресурсами эксплуатации. Для снижения расхода топлива и повышения

КПД двигателей необходимо внедрение новых срабатываемых уплотнительных материалов, способных снизить до минимума радиальные зазоры между элементами статора и ротора газового тракта турбины и компрессора. Для двигателей, работающих в морских условиях, материалы лопаток компрессора должны обладать повышенной коррозионной и эрозионной стойкостью из-за воздействия солей морской воды, так как известны случаи, когда ресурс двигателей по этой причине снижался в 3 раза.

Вопросами газотермического, ионно-плазменного вакуумного и электронно-лучевого напыления занимались и занимаются многие организации России. Наиболее значительных результатов достигли следующие: институт металлургии им. Байкова; МАТИ; ВИАМ; МГТУ им. Баумана; институт электросварки им. Патона; Харьковский физико-технический институт и др.

Следует отметить, что большое внимание технологии нанесения покрытий уделяется в США, Англии, Японии, Германии и др. странах. В 1980 г. фирма MultiArc Vacuum Systems Inc США купила у СССР лицензию на производство установки «Булат-3» и теперь поставляет на международный рынок установки под названием «Jon Bond» для упрочнения режущего инструмента.

Работы по плазменному газотермическому напылению в КуАИ-СГАУ были начаты в 1962г., а работы по ионно-плазменному вакуумному напылению – в 1970г. в НИГ-1

«Физика», а затем в ОНИЛ-7, НИИ технологий и проблем качества.

Прежде, чем говорить о видах получаемых покрытий рассмотрим оборудование для газотермического и ионно-плазменного вакуумного напыления.

### Оборудование для газотермического напыления

Оборудование для плазменного напыления принято подразделять на основное и вспомогательное. Основным оборудованием принято считать собственно установку, а к вспомогательному относят устройство для перемещения напыляемого изделия относительно распылителя или наоборот (манипулятор), оборудование для подготовки, рассева по фракциям, сушки и хранения порошка, оборудование для подготовки поверхности изделия к напылению и т.д.

В настоящее время для плазменного напыления в основном применяются отечественные установки УПУ-3, УПУ-3Д, УПУ-8М, УМП-5-68, УМП-7 и др. Из них неплохо зарекомендовала себя универсальная ус-

тановка УПУ-3 с различными модификациями. На рис.1 представлена блок-схема такой установки с нашими доработками (А.С. №989974, 1152132). Установка дополнительно оснащена манометрами 2, измеряющими давление газа на входе в ротаметры, что позволяет точно измерять расход плазмообразующих газов. В состав установки введены специально разработанные малогабаритные датчики температуры охлаждающей воды 25, размещенные в месте подключения токоведущих шлангов к распылителю. Специальная схема защищает датчики от воздействия разряда осциллятора зажигания дуги. Указанные изменения позволяют достаточно точно фиксировать значение энтальпии струи основного энергетического параметра, определяющего нагрев распыляемого материала.

Порошковые дозаторы установки 14 заменены разработанными дозаторами, которые имеют стабилизированный привод вращения дозирующей перфорированной шайбы с обратной связью по оборотам и стрелочный прибор, регистрирующий объемный расход порошка.

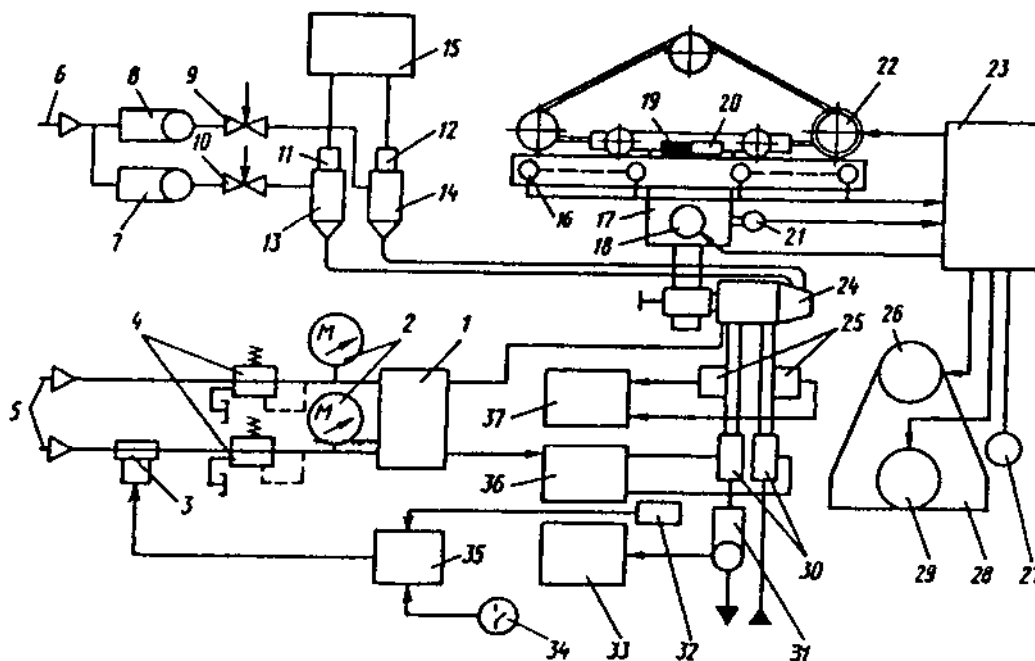


Рис.1. Блок-схема установки для плазменного напыления УПУ-3Д с нашими доработками

Как показали исследования, созданные дозаторы (рис. 2) обеспечивают высокую стабильность подачи материалов и по этому показателю превосходят дозаторы, выпускаемые промышленностью (А. с. №379155, 1557765 и патент №2162748 от 21.08.2000 г.).

Разработанные дозаторы обеспечивают: диапазон регулирования подачи порошка в пределах 1-25 см<sup>3</sup>/мин с точностью до 5%; лёгкость замены ёмкости с напыляемым материалом; возможность программного управления работой дозаторов; малую массу; высокий ресурс работы.

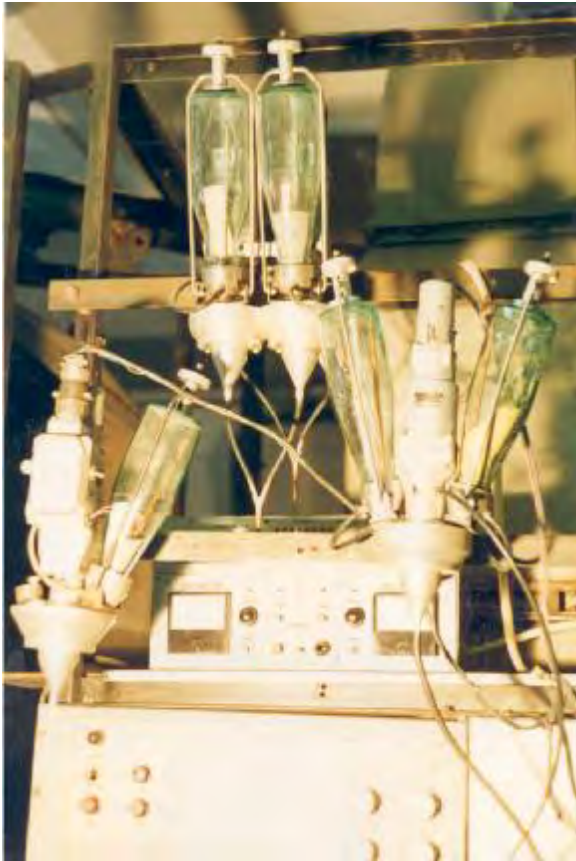


Рис.2. Внешний вид дозирующих устройств и пульта управления при напылении, разработанных в НИИ

Основным инструментом плазменной технологии является электродуговой плазмотрон. Для напыления высокотемпературных теплозащитных и износостойких покрытий на внутреннюю сложнопрофилированную поверхность изделий из жаропрочных сталей и сплавов с размерами полости менее 70 мм и протяжённостью до 1-2 м, а также с размерами полости до 40 мм при её протяжённости до 80 мм, в НИИ технологий и проблем качества при СГАУ разработана целая гамма малогабаритных плазмотронов с минимальными размерами 27×35×50 мм и мощностью более 40 кВт (А.с. №152715, 211242, 211264, 211640, 233396, 311539, 733396 и патент №31897 от 27.08.2003г.) (рис.3). Необходимость разработки плазмотронов была вызвана тем, что выпускаемые промышленностью плазмотроны имеют большие габариты и массу, а также недостаточную эффективность нагрева порошковых материалов.

Вспомогательное оборудование включает специальную защитную камеру и размещённые в ней манипуляторы для перемещения деталей и плазмотрона.

При напылении плоских поверхностей деталь остается неподвижной, а движение вдоль напыляемой поверхности и движение подачи сообщается плазмотрону. Преимуществом такой схемы является независимость мощности привода от массы деталей, что повышает его универсальность.



Рис. 3. Плазмотроны, разработанные нами

Процесс нанесения покрытий, проводится с использованием разработанной компьютерной системы управления и контроля параметров. При этом решаются следующие задачи:

- управление движением и работой плазмотрона и движением напыляемой детали от ЭВМ по заранее составленной программе при подготовке технологического процесса,
- контроль параметров технологического процесса, влияющих на качество напыления.

Разработанный комплекс для управления и контроля технологическим процессом газотермического плазменного напыления построен на базе ЭВМ промышленного исполнения типа РС-5000. В состав ЭВМ, кроме системного блока, входят дисплей типа Gold Star и струйный принтер типа Desk Jet.

Системный блок оснащен платами ввода-вывода информации. Структурная схема комплекса приведена на рис. 4.

В состав комплекса входят 5 идентичных блоков управления: 4 - для управления движением плазмотрона - по осям X, Y, Z и угловым перемещением, пятый блок необходим для управления угловым перемещением напыляемой детали. Подобная система управления движением позволяет производить напыление деталей со сложными поверхностями, например, лопаток авиационных двигателей.

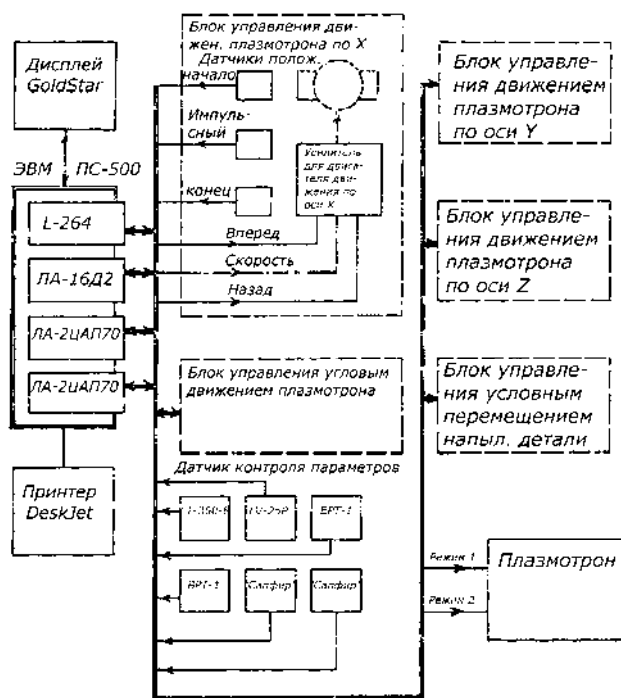


Рис. 4. Структурная схема компьютерной системы управления и контроля установкой газотермического плазменного напыления

Включение плазмотрона производится дискретными сигналами "Режим 1" и "Режим 2". Кроме блоков управления плазмотроном в состав комплекса входят датчики контроля параметров технологической ус-

тановки: напряжения и тока плазмотрона, давления и расходов транспортных газов.

В системе предусмотрены резервные каналы ввода и вывода на ЭВМ, что позволяет расширить возможности системы.

Контроль перемещения осуществляется тремя бесконтактными датчиками положения.

Дальнейшее повышение ресурса и экономичности ГТД привело к разработке теплозащитных (ТЗП) металлокерамических покрытий, которые могли бы работать при температурах до 1700 К и выше. С этой целью нами была разработана технология плазмодинамического упрочнения ТЗП на оборудовании, разработанном институтом Курчатова на ОАО «Авиаагрегат». Схема установки представлена на рис. 5.

Установка плазмодинамического импульсного ускорителя плазмы состоит: из электродинамического ускорителя плазмы, инжектора импульсного напуска газа; плазмопровода; вакуумной камеры с технологической оснасткой; вакуумной системы; источников высокого импульсного напряжения, коммутирующей, синхронизирующей и диагностической аппаратуры.

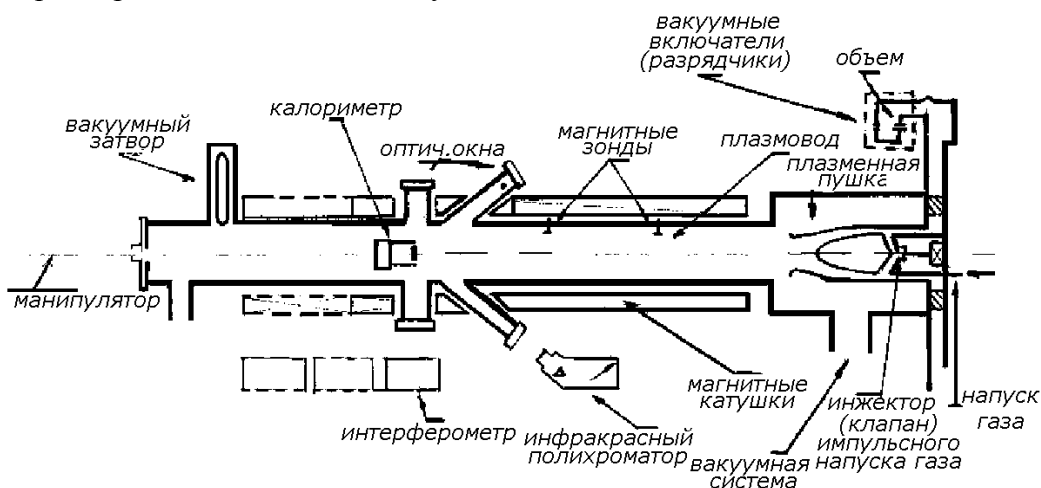


Рис. 5. Схема электродинамического импульсного ускорителя плазмы

Установка работает следующим образом. В предварительно откаченный зазор ускорителя с помощью инжектора вводится рабочий газ. При подаче высокого напряжения от конденсаторных батарей на катод ускорителя происходит ионизация газа и пробой межэлектродного промежутка. Под действием электромагнитных сил образованная токовая перемычка начинает уско-

ряться вдоль электродов в направлении к плазмопроводу. При своем движении токовая перемычка увлекает и разгоняет оставшуюся часть газа, выпущенного из инжектора, формируя плазменный сгусток между электродами специальной геометрии. Через время  $10^{-5}$  с плазменный сгусток вылетает из электродной системы и входит в продольное магнитное поле плазмопровода, по которому

транспортируется до рабочей камеры, где и взаимодействует с обрабатываемым изделием.

Обработка покрытий производится на плазмодинамическом ускорителе, характеристики которого представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Характеристики плазмодинамического ускорителя

Температура плазмы	(1...3)10 <sup>6</sup> К
Диаметр плазменной струи (плаз. сгусток)	70...300 мм
Плотность ионов в плазменной струе	10 <sup>20</sup> - 10 <sup>24</sup> 1/м <sup>3</sup>
Скорость ионов	10 <sup>5</sup> ... 10 <sup>6</sup> м/с
Время воздействия плазменного сгустка	10 <sup>-5</sup> ... 10 <sup>-7</sup> с
Максимальная мощность	20 кВт
Максимальное напряжение	50 кВ
Производительность обработки	12 имп/час

### Оборудование для ионно-плазменного вакуумного напыления

Как уже отмечалось, в настоящее время вакуумная плазменная технология высоких энергий (ВПТВЭ) модифицирования поверхности изделий и получения специальных покрытий из высокоионизированных потоков "металлической" плазмы в атмосфере реакционных газов нашла достаточно широкое применение во всех экономически развитых странах мира благодаря пионерским работам ученых СССР,

выполненных в середине 70-х годов в области создания электродуговых генераторов и ускорителей таких потоков [1].

Работа этих устройств основана на использовании так называемой "вакуумной" дуги катодной формы, горящей в продуктах эрозии интегрально холодного катода и формирующей плазменные потоки, состоящие из атомов, ионов и микрокапель материала катода [2]. При этом принципиально новым было то, что в компактном низковольтном вакуумном устройстве удалось получить интенсивные плазменные потоки металла с расходом массы  $dm/dt = mJ$  (где  $m = (0,4...1,5) \cdot 10^{-7}$  кг/К - коэффициент электроэрозии катода,  $J$  - ток дуги), содержащие (30...80)% ионов различной кратности ионизации со средней кинетической энергией (30...150) эВ. Поэтому технические характеристики первых же образцов электродуговых ускорителей, получивших название "Пуск" по первым буквам словосочетания "плазменный ускоритель" (разработчик МВТУ им. Баумана), и электродуговых генераторов, получивших название "Булат" (разработчик Харьковский физико-технический институт), были принципиально недостижимы на разрабатываемых в тот период на западе устройствах, работающих на газовых разрядах. Некоторые технические характеристики выпускаемых установок приведены в табл. 2.

Таблица 2 - Технические характеристики установок

Наименование показателя	Булат-3Т	Булат-9	ННВ6.6-И1	ЮНИОН, УРМЗ 279-048	Пуск 83	ВУ-2Б	ННИ39-5-И1	Булат-6К
1. Габариты вакуумной камеры, мм	∅500××500	∅600××650	∅600××6500	240××530×550	∅360××250	240××550×550	∅900××500	∅500××500
2. Число генераторов плазмы	3	4	3	2	<sup>2</sup> несмеш.	2	4	3
3. Скорость роста покрытия, мкм/с	до 10...20	до 40	до 40	до 40	30...60	10...20	до 40	40
4. Время типового технологического цикла, мин	120...150	60...90	60...90	60...90	20...30	75	20...60	90
5. Диапазон регулирования напряжения на детали, В	0...250 (плавно) 700...1200 (ступ.)	30...1700 (плавно)	0...280 (плавно) 100...1700 (плавно)	1...180 (плавно) 1000	0...1200 (плавно)	0...200 (плавно) 700...1000 (ступ.)	0...280 (плавно) 200...1700 (ступ.)	0...380 (плавно) 100...1700 (ступ.)
6. Диапазон регулирования средней энергии однократных ионов, эВ	до 1200	до 1700	до 1700	до 180 1000	до 1200	до 1000	До 1700	до 1700
7. Габариты оборудования, м	2,17××1,95××2,16	2,2××2,1××2,2	3,9××3,6××2,07	2,2××2,0××2,0	1,87××0,69××1,85	1,4××1,5××1,6	3,9××3,6××2,07	2,4××1,7××2,1

Разработка плазменных генераторов и плазменных ускорителей для технологии обработки поверхности изделий машиностроения базировалось на использовании результатов, полученных при создании электрореактивных ускорителей двигателей космических аппаратов, электродуговых аппаратов разделения изотопов и получения особо чистых материалов для атомной промышленности, электродуговых гетерных вакуумных насосов и вакуумных электродуговых переключателей электрических токов большой величины [1-3].

Достигнутые к концу 70-х годов технические показатели оборудования для вакуумной плазменной технологии высоких энергий, а также высокая адгезионная прочность покрытий и открытый эффект получения покрытия из нитрида титана при температурах существенно более низких (300...400°C), чем температуры, вытекающие из законов равновесной химической термодинамики (800...1000°C) и предопределили интенсивное развитие этой технологии.

В 1978 г. нами запущена в эксплуатацию установка вакуумного ионно-плазменного нанесения покрытий, собранная на базе вакуумного поста установки распыления материалов (УРМ 3.279.029) по схеме «Пуск-77» с электродуговым принципом генерации плазмы металлов в вакуумной дуге катодной формы и холловским ускорением плазменных потоков (так называемый холловский торцевой ускоритель металлической плазмы).

На рис. 6 представлена блок-схема такой установки с доработками, выполненными нами. В установке модернизирована вакуумная камера; улучшена система охлаждения и обогрева вакуумной камеры и плазмотрона, что позволяет значительно сократить время на подготовку вакуумной камеры к работе; изготовлен и установлен в вакуумную камеру привод для перемещения напыляемых деталей. За счет модернизации блока холловского ускорителя предусмотрено использование двух новых подрежимов работы установки (узкая и широкая плазменная струя), что позволяет путем варьирования ширины плазменной струи наиболее эффективно достигать равномерности покрытия на деталях различных раз-

меров, повысить КПД использования катода и интенсифицировать процесс нанесения покрытия.

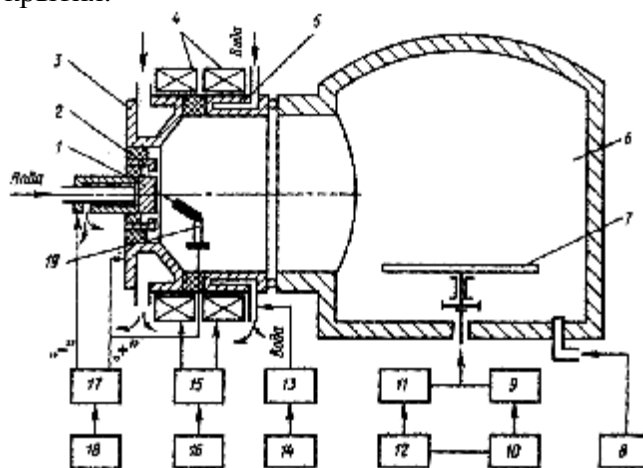


Рис. 6. Блок-схема установки для получения покрытий в вакууме, изготовленная нами по схеме "Пуск-77": 1 — катод; 2 — экран; 3 — анод 1; 4 — электромагниты; 5 — анод 2, 6 — камера; 7 — механизм вращения и перемещения детали; 8 — механизм напуска реактивного газа; 9 — низковольтный блок питания; 10 — блок управления напряжением напыляемой детали; 11 — высоковольтный блок питания; 12 — блок стабилизации разряда; 13 — блок питания анода 2; 14 — блок управления анода 2; 15 — блок питания магнитов ускорителя; 16 — блок управления магнитами ускорителя; 17 — блок питания дуги; 18 — блок управления дугой; 19 — устройство поджига дуги

В течение 78 - 79 г. и ряда последующих лет на основании экспериментальных исследований и полученных результатов математического моделирования были проведены основные этапы модернизации этого оборудования, содержащие новые технические решения (А.С. 214033, 222984, 234308, 240768, 262403, патент № 31782) и приведшие к созданию торцевого холловского ускорителя с названием "Пуск-КуАИ" (рис.7).

По сравнению с известными схемами торцевого холловского ускорителя было изменено геометрическое взаимоположение торцевой поверхности катода, соленоида и анода ускорителя. Профиль внутренней поверхности выходного сечения анода (сопла) был максимально приближен к профилю эквипотенциальной поверхности силовых линий магнитного поля в этом месте при величине индукции магнитного поля (3,0...4,5) мТл на оси соленоида около катода. Изменены геометрические параметры катода и условия его охлаждения в соответствии с нашими расчетами по минимизации микрокапельной фазы. Введен дополнительный анод, создающий эффект электростати-



ческой линзы для ионного потока, что позволило реализовать три различных режима работы ускорителя. С целью снижения температуры нитридообразования и повышения стабильности горения вакуумной дуги на малых токах подача реакционного газа осуществлена через зону генерации и ускорения металлической плазмы. Выходное сечение ускорителя укомплектовано жалюзиями и кольцевой заслонкой для улавливания микрокапельной фазы. Для повышения эффективности и скорости ионного травления регулируемое напряжение смещения доведено до 2,5 кВ и существенно улучшена система защиты высоковольтного выпрямителя от возникновения или развития микродуговых привязок на детали. Созданный ускоритель обеспечивает уменьшение микрокапельной фазы, по сравнению с известными схемами более чем 2...4 раза и на 20...30 % увеличивает степень ионизации плазменного потока.

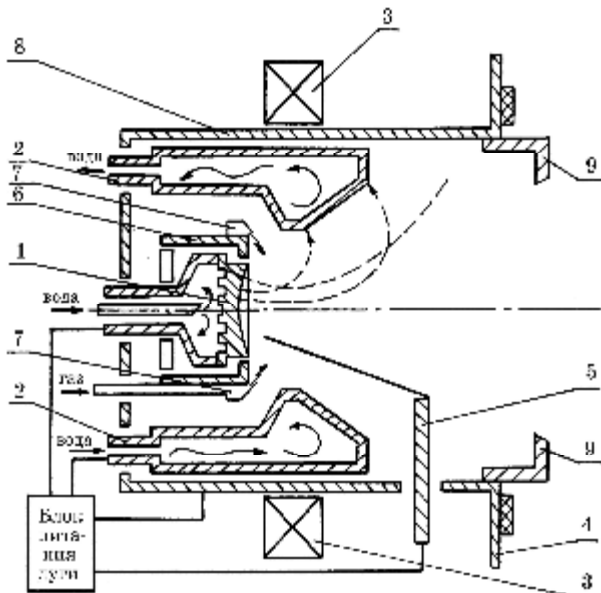


Рис.7. Схема плазменного ускорителя "Пуск-КуАИ": 1 - катод; 2 - анод; 3 - соленоид; 4 - фланец крепления генератора к вакуумной камере; 5 - электрод поджига дуги; 6 - система защиты от сброса дуги на боковую поверхность катода; 7 - канал подачи реакционных газов; 8 - дополнительный анод; 9 - съёмный кольцевой экран. Пунктиром проведены силовые линии электрического и магнитного поля

Для того, чтобы управлять процессами напыления, получать качественные покрытия необходимо было разработать теоретические методы определения температурных полей и полей напряжений в телах с изменяемой геометрией. Данные методы были

разработаны и представлены в наших работах [1-3], а некоторые особенности, возникающие при газотермическом и ионно-плазменном вакуумном напылении предусмотрены в данной статье.

**Напыление подвижными источниками тепла (рис. 8)**

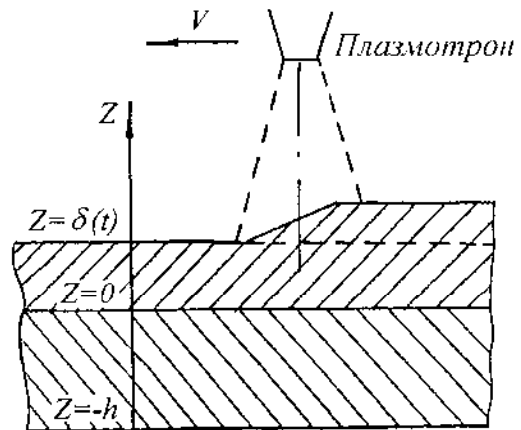


Рис. 8. Схема напыления подвижным источником тепла

Математическое моделирование процесса напыления покрытий осуществляется за счёт представления теплового воздействия плазменной струи в виде:

$$q(t) = \sum_{n=1}^N q_n(t) \{ \theta [t - (n-1)t_1] - \theta [t - (n-1)t_1 - t_2] \},$$

$$q_n(t) = q_{2,0} \exp \left\{ -kV^2 [t - (n-1)t_1 - 0,5t_2]^2 \right\},$$

кинетика наращивания покрытия описывается соотношениями:

$$\frac{d\delta}{dt} = V_z(t) \{ \theta [t - (n-1)t_1] - \theta [t - (n-1)t_1 - t_2] \},$$

$$\delta(t) = \begin{cases} (n-1)\delta_0 + \int_{(n-1)t_1}^t V_z(\tau) d\tau, & t \in [(n-1)t_1, (n-1)t_1 + t_2] \\ n\delta_0, & t \in [(n-1)t_1 + t_2, nt_1] \end{cases}$$

$$\delta_0 = \int_0^{t_2} V_z(\tau) d\tau - \text{толщина покрытия после прохода плазмотрона;}$$

- $n$  - количество проходов плазмотрона;
- $\theta(t)$  - ассиметрическая единичная функция;
- $t_2 = d_H / V$ .

### Трансформация распределения Гаусса при напылении на наклонную поверхность

При нанесении покрытий на наклонные поверхности (рис.9) плотность теплового потока двухфазной плазменной струи описывается нормальным распределением Гаусса:

$$(x=0, y, z) \quad q = \frac{N}{2\pi\sigma^2} \exp\left\{-\frac{z^2 + y^2}{2\sigma^2}\right\};$$

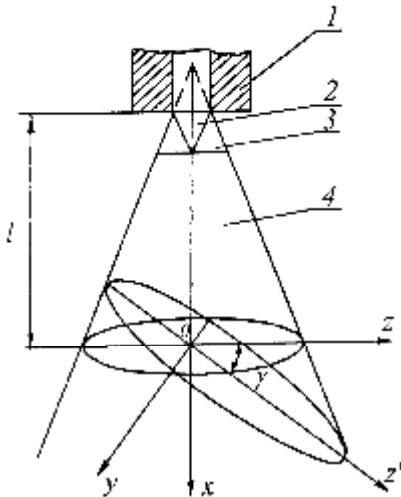


Рис. 9. Схема напыления на наклонную поверхность

и принимает следующий вид:

$$(x=l, y, z') \quad q = \frac{N}{2\pi\sigma_z\sigma_y} \exp\left\{-\frac{1}{2}\left[\left(\frac{z'}{\sigma_z}\right)^2 + \left(\frac{y'}{\sigma_y}\right)^2\right]\right\};$$

$$\sigma_z = \frac{\sigma}{\cos\gamma} \left(1 + \frac{z'}{l} \sin\gamma\right), \quad \sigma_y = \sigma \left(1 + \frac{z'}{l} \sin\gamma\right).$$

Получены аналитические и численные решения, обеспечивающие оценку и управление тепловой напряжённостью процесса напыления подвижными источниками тепла на поверхности при произвольном угле падения плазменной струи.

### Напыление на внутреннюю малоразмерную цилиндрическую поверхность

Математическое моделирование процесса нагрева при нанесении покрытий на цилиндрические изделия проводится на основе следующих соотношений:

$$\frac{1}{a_i^2} \frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{\partial^2 T_i}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_i}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_i}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial z^2},$$

$i=1$  – покрытие;  $i=2$  – основа.

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r}, \quad T_1 = T_2, \quad r = R; \quad \frac{\partial T_1}{\partial z} = 0, \quad z = 0; \quad z = H;$$

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = \alpha_2 (T_{cp,2} - T_2),$$

$$r = R_2, \quad T_i(r, z, \varphi, t) = T_i(r, z, \varphi + 2\pi, t),$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = -q(z, \varphi, t); \quad r = R_1,$$

$$q(z, \varphi, t) = \frac{N}{2\pi\sigma_z\sigma_\varphi} \exp\left\{-\left(\frac{z-Vt}{4\sigma_z}\right)^2 + \left(\frac{R(\varphi-\omega t)}{4\sigma_\varphi}\right)^2\right\},$$

$$\sigma_z = \frac{\sigma_0}{\cos\gamma} \left(1 + \frac{z-Vt}{l} \sin\gamma\right), \quad \sigma_\varphi = \sigma_0 \left(1 + \frac{z-Vt}{l} \sin\gamma\right),$$

$$T_i(r, z, \varphi, 0) = T_0.$$

Получены аналитические и численные решения, обеспечивающие оценку и управление тепловой напряжённостью процесса напыления на цилиндрические поверхности (детали типа камер сгорания ДВС, РПД и ГТД).

### Нагрев и плавление плакированной частицы при транспортировке в плазменной струе (рис. 10)

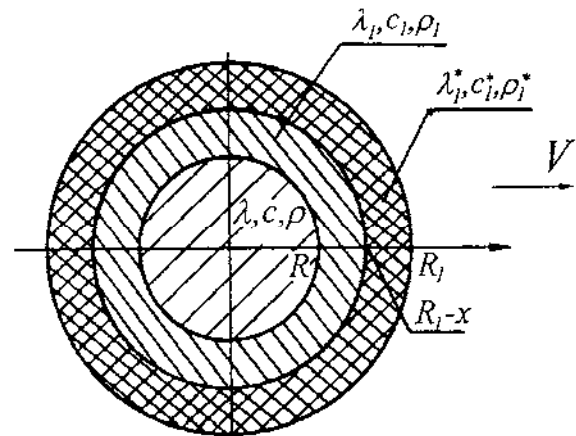


Рис. 10. Схема нагрева и плавления плакированной частицы при транспортировке в плазменной струе

Математическое моделирование процесса нагрева и плавления плакированного композиционного материала при его транспортировке в плазменной струе проводится на основе следующих соотношений:

*1 стадия* – твёрдая фаза

$$c_1\rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \text{div}(\lambda_1 \text{grad}T_1), \quad r \in [R, R_1];$$

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}(\lambda \text{grad}T), \quad r \in [0, R];$$

$$T_1(R,t) = T(R,t), \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \lambda \frac{\partial T}{\partial r}, r = R,$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \alpha \left( \frac{H_{II}}{C} - T_1 \right) - \varepsilon \sigma T_1^4, r = R_1,$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial r} = 0, r = 0, T(0,t) < \infty; T_1(r,0) = T(r,0) = T_0.$$

2 стадия - плавление

$$c_1^* \rho_1^* \frac{\partial T_1^*}{\partial t} = \text{div}(\lambda_1^* \text{grad} T_1^*), r \in [R_1 - x(t), R_1],$$

$$c_1 \rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \text{div}(\lambda_1 \text{grad} T_1), r \in [R, R_1 - x(t)],$$

$$c \rho \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}(\lambda \text{grad} T), r \in [0, R],$$

$$T_1(R,t) = T(R,t), \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \lambda \frac{\partial T}{\partial r}, R = r,$$

$$T_1^*(R_1 - x(t), t) = T_1(R_1 - x(t), t) = T_{nn}^{(1)},$$

$$\lambda_1^* \frac{\partial T_1^*}{\partial r} - \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = L \rho_1 \frac{dx}{dt}, r = R_1 - x(t),$$

$$\lambda_1^* \frac{\partial T_1^*}{\partial r} = \alpha^* \left( \frac{H_{II}}{C} - T_1^* \right) - \varepsilon \sigma (T_1^*)^4,$$

$$r = R_1, \lambda \frac{\partial T}{\partial r} = 0, r = 0, T(r,0) = T_0(r);$$

$$T_1(r,0) = T_{1,0}(r); T(0,t) < \infty.$$

Получены аналитические и численные решения, обеспечивающие оценку и управление тепловой напряжённостью и проплавлением многослойной плакированной частицы при ее транспортировке в плазменной струе.

### Плазмодинамическое упрочнение импульсными ускорителями

Процесс плазмодинамического упрочнения покрытий осуществляется на основе решения следующей системы дифференциальных уравнений:

1 стадия - твёрдые фазы

$$c_i \rho_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial z} \right),$$

$i = 1$  - оксидное покрытие,  $z \in [0, h_1]$ ;

$i = 2$  - металлическое покрытие,  $z \in [h_1, h_2]$ ;

$i = 3$  - основа,  $z \in [h_2, \infty]$ ,

$$T_1 = T_2, \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial z}, z = h_1$$

$$T_2 = T_3, \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} = \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial z}, z = h_2,$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} = q(t) - \varepsilon \sigma (T_1^4 - T_{cm}^4), z = 0,$$

$$T_3 = T_0, z \rightarrow \infty, T_1 = T_2 = T_3 = T_0, t = 0.$$

2 стадия - плавление оксидного покрытия

тия

$$c \rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right), z \in [0, \eta(t)],$$

$$c_1 \rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} \right), z \in [\eta(t), h_1],$$

$$T_1 = T = T_{nn}, z = \eta(t),$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} - \lambda \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \rho \frac{d\eta}{dt}, z = \eta(t),$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = q(t) - \varepsilon \sigma (T^4 - T_{cm}^4) - q_s(T),$$

$$q_s(T) = \frac{\sigma_{II} \Phi}{\sqrt{2\pi RT(0,t)}} P_s \exp \left[ \frac{\sigma_{II}}{RT_s} \left( 1 - \frac{T_s}{T(0,t)} \right) \right].$$

Получены численные решения, обеспечивающие оценку и управление тепловой напряжённостью и зоной проплавления при импульсном плазмодинамическом и лазерном упрочнении многослойных систем покрытий.

### Математические модели плазмохимического синтеза соединений переменного состава при ионно-плазменном вакуумном напылении (рис. 11)

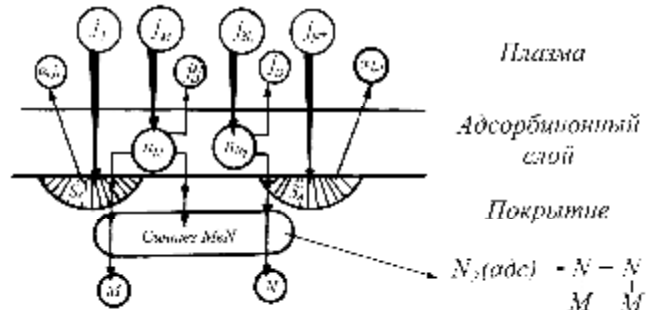


Рис. 11. Модель плазмохимического синтеза соединений переменного состава при ионно-плазменном вакуумном напылении

Уравнение кинетики заполнения адсорбционного слоя:

$$\begin{cases} \frac{dn_M}{dt} = j_{Me} \left( \frac{n_r - 2n_{N_2} - n_M}{n_r} \right) - \frac{n_M}{\tau_D} - \frac{n_M}{\tau_X} - \frac{n_M}{\tau_H} \\ \frac{dn_{N_2}}{dt} = \alpha_T j_{N_2} \left( \frac{n_r - 2n_{N_2} - n_M}{n_r} \right) - \frac{n_{N_2}}{\tau_{1,D}} - \frac{n_{N_2}}{\tau'_H} \end{cases}$$

Уравнения кинетики роста покрытия

$$\begin{cases} (j_M)_H = \frac{n_M}{\tau_X} + \frac{n_M}{\tau_H} + j \\ (j_{N_2})_H = \frac{n_{N_2}}{\tau_{X,N}} + \frac{n_{N_2}}{\tau'_H} + j^+ \\ j_{TiN} = 2(j_{N_2})_H \\ V = \rho^{-1} (m_{TiN} j_{TiN} + m_M [(j_M)_H - 2(j_{N_2})_H]) \end{cases},$$

где  $\tau_H^{-1} = S_A [(1 - \alpha_{P,1}) j_i + (1 - \alpha_{P,2}) j_N^+]$ ,

$$\tau_D = \tau_0 \exp \left\{ \frac{E_D}{kT} \right\}; \tau_X = \sigma \tau_0 \exp \left\{ \frac{E_d}{kT} \right\}$$

Оптимальное покрытие

$$(j_M)_H = 2(j_{N_2})_H.$$

Получены аналитические и численные решения, обеспечивающие получение покрытий из нитридов, карбидов и окислов с заданной стехиометрией состава.

### Срабатываемые уплотнительные покрытия

Величина радиальных зазоров лабиринтных уплотнений между элементами ротора и статора газотурбинного агрегата существенно влияет на его КПД и экономичность [1,3]. Величина этого зазора при сборке агрегата должна выставляться такой, чтобы исключить возможность соприкосновения поверхностей ротора и статора при эксплуатации и возможность разрушения роторной части уплотнения, приводящей к выходу из строя всего агрегата. С учетом того, что величина оптимального зазора должна составлять миллиметры на диаметре ротора более метра, возникает необходимость использовать на поверхности статорной части существенно менее прочный материал, чем на роторе. Однако, закрепление на поверхности статора уплотнений, изготавливаемых из металлокерамического проката, спеченных вставок или сотовых элементов, является трудоемкой технологиче-

ской операцией, не позволяющей в должной степени минимизировать эти зазоры. Наиболее эффективным технологическим приемом является нанесение на поверхность лабиринтного уплотнения статора специальных срабатываемых уплотнительных покрытий, стойких к воздействию высокотемпературных (от 877 до 1073 К) газовых потоков и, вместе с тем, обладающих малой прочностью на врезание при случайных соприкосновениях с ротором как на этапе приработки, так и на этапе эксплуатации агрегата.

Работа по этому направлению были начаты в 1972 г. и привели к созданию первого отечественного материала (А.С. № 317297, 611573) и первой в СССР плазменной технологии нанесения срабатываемых уплотнительных покрытий на лабиринтные торцевые уплотнения статора, внедренной в производство. В дальнейшем происходило совершенствование композиционного материала и технологии его напыления.

Напыляемый композиционный материал представляет собой мелкодисперсную механическую смесь металлов и твердой смазки, гранулированных по специальной технологии на связующем из натриевосиликатного стекла. В зависимости от вида газотурбинного агрегата и температуры газового потока в уплотнении нами были разработаны следующие гранулированные смеси:

- Al(74...76%) + BN(24...26%);
- Ni(83...85%) + BN(17...15%);
- X20H80(74...76%) + BN(26...24%);
- X20H80(81...83%) + CaF<sub>2</sub>(19...17%) [1].

Эти покрытия обеспечивают весь температурный диапазон (от 877 до 1073К) эксплуатации ГТА и ГТД. Покрытия и технологии их нанесения были внедрены на всех двигателях и агрегатах серии НК и успешно применяются в их производстве.

### Износостойкие плазменные покрытия

Выбор материала износостойкого покрытия определяется условиями эксплуатации конкретного узла (температурой, давлением, скоростью перемещения и т.д.), материалом ответной пары, видом трения и механизмом изнашивания поверхностей. В связи с большим разнообразием этих условий выбор материала покрытия является достаточно сложной технологической задачей.

За более, чем 40-летний период работы группа плазменного напыления успешно решила проблемы повышения износостойкости: кинематических пар трения, работающих в условиях жидких смазок маслами и топливом, в условиях граничного или сухого трения; разъемных соединений, работающих в условиях фреттинг-коррозии; свободных поверхностей, работающих в условиях абразивного, кавитационного и коррозионно-окислительного изнашивания в газовых потоках, потоках продуктов сгорания топлива, в двухфазных паровых потоках и потоках химически активных жидкостей [1-3].

Для обеспечения высокой износостойкости кинематических пар разъемных соединений обязательным условием является соблюдение правила "положительности градиента сдвигового сопротивления" материала покрытия [3] во всем диапазоне параметров эксплуатации узла трения. Реализация этого условия обеспечивается нами напылением механической смеси металла и плакированного порошка твердого соединения. Широкий комплекс исследований различных видов металлов и различных видов твердых соединений (карбидов, нитридов, окислов, боридов и т.д.), плакированных различными металлами, в том числе, легированных, позволил выбрать для различных условий эксплуатации следующие составы покрытий: TiC, плакированный (34...36%)Ni, в механической смеси Ni; двойной карбид TiCrC, плакированный (28...30%)Ni, в механической смеси с Ni; карбид хрома Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>, плакированный (28-30)Ni, в механической смеси с Ni; HA67 в механической смеси с Ni. В качестве матричного материала механической смеси также использовались порошки хромоникелевого X20H80 и терморегулирующего сплава HA67, в том числе и в механической смеси с никелем [1-3].

Регулированием содержания матричного материала обеспечивается оптимизация износа обеих поверхностей трения по минимуму скорости увеличения зазора пары трения. Материалы с карбидом титана эффективных до температур 873К, с двойным карбидом титана-хрома от 773 до 973К, а с карбидом хрома от 973 до 1200К. Материа-

лы на основе чугуна являются дешёвым износостойким покрытием с температурами эксплуатации до 673К, хотя и уступающим по износостойкости в этой области карбиду титана.

Эти технологии также успешно применяются для восстановления работоспособности изношенных деталей, ранее изготовленных без покрытий, а также для восстановления ресурса деталей с покрытиями. Так в газотурбинных двигателях и агрегатах серии НК используются разработанные нами технологии повышения износостойкости колец и корпусов сопловых аппаратов, дефлекторов диска турбины, деталей реверса тяги, посадочных мест под подшипники и лопатки и т.д. Срок службы таких деталей с покрытиями возрастает от 2 до 7 раз.

Для авиационной и автомобильной промышленности в середине 80-х годов решена важная народно-хозяйственная задача по замене чугунных деталей роторно-поршневого двигателя на алюминиевые с покрытием. Покрытия наносятся на боковые крышки и эпитраходу камеры сгорания двигателя. Это позволило снизить массу двигателя почти в 2 раза при повышении ресурса работы этих поверхностей почти в 2,5 раза. Покрытие было внедрено на вертолетном двигателе (г. Воронеж), автомобильном двигателе (г. Тольятти, РПД ВАЗ) и двигателе мотоциклов (г. Пермь). Кроме того на РПД ВАЗ (г. Тольятти) создан производственный участок и передана наша технология.

Нами впервые в мировой практике была создана технология плазменного напыления износостойкого покрытия на внутреннюю поверхность малоразмерной полости камеры сгорания. Это позволило по сравнению с гальваническим производством, хорошо разработанным в Японии и ФРГ по нанесению никель-карбид-кремниевого покрытия (никосил) снизить стоимость оборудования в 14 раз, уменьшить производственные площади в 30 раз, уменьшить длительность процесса с 24 часов до 20 минут, снизить энергоёмкость процесса с 100 кВт до 0,8 кВт на единицу изделия, ликвидировать токсичность производства и существенно поднять эксплуатационные свойства покрытий (рис. 12,13).



Рис.12. Серийно выпускаемый двигатель ПО-32 для сверхлегких летательных аппаратов. Разработанные покрытия использованы: на внутренней поверхности алюминиевой камеры сгорания ( $HA67+(TiC)Ni$ ); на дне поршня ( $HA67+ZrO_2$ ); на поршневых кольцах ( $TiN+Mo$ ); в отверстиях для пальцев в алюминиевом поршне ( $TiN+Mo$ ); в отверстиях для свеч зажигания (бронза)

Кроме того, на этом изделии были внедрены технологии плазменного напыления теплозащитных покрытий системы окись циркония-никель на алюминиевом дне поршня, а также наши три технологии вакуумного ионно-плазменного нанесения покрытий.

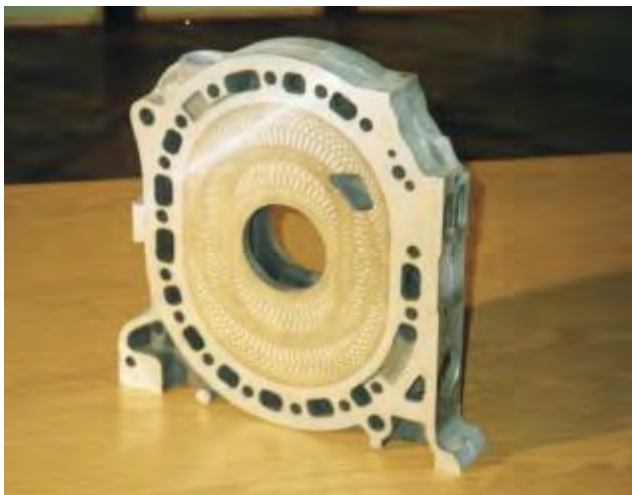


Рис.13. Боковая крышка серийно выпускаемого роторно-поршневого двигателя из сплава Al-25 с покрытиями  $HA67$  и  $(TiC)Ni$

Технология и покрытие защищены А.С. № 821063, 830235, 107315 и 12791119. В 2003 г. на международном аэрокосмическом салоне "МАКС-2003" был продемонстрирован беспилотный сверхлёгкий летательный аппарат "Пчёлка" для авиаразведки

с разработанным двигателем ПО-32, который выпускается по нашей технологии.

### Теплозащитные плазменные покрытия

Первые исследования в ОНИЛ-7 по получению теплозащитных покрытий (ТЗП) были начаты в 1963 г. Исследования проводились применительно к элементам ракетных двигателей изготовленных из меди, стали 12Х2НВФА и жаропрочных хромоникелевых сплавов. В качестве материалов покрытий, обеспечивающих защиту от высокотемпературной газовой коррозии были выбраны окислы  $ZrO_2$  и  $Al_2O_3$ . На этих порошковых материалах с очень высокой температурой плавления наглядно проявились все потенциальные возможности плазменной технологии. Однако, наибольшая прочность сцепления, которая была получена на перечисленных материалах основы, составила не более (10...13) МПа на грануляции порошка (40...60) мкм. Для повышения прочности сцепления были разработаны способы напыления с попутным потоком газа и с отсечением периферийных слабо прогретых частиц (А.С. № 268843, 329803), позволившие повысить прочность сцепления на 30%. Существенно более высокие результаты (19...23) МПа были достигнуты при использовании подслоя из терморреагирующего никель-алюминиевого порошка (А.С. №361224). Результаты этих исследований позволили разработать двухслойное ТЗП системы  $Ni-Al+ZrO_2$ , которое было внедрено на поверхности сопла ракетного двигателя НК-33 (ракетноситель Н-1, лунный проект, г. Самара), на поверхности сопла из трубчатых теплообменников и малоразмерное сопло ракетных двигателей производства Южного машиностроительного завода (г. Днепропетровск, Украина.).

На эти предприятия был передан комплект малогабаритных плазмотронов ПГН-М, разработанных в лаборатории, документация на их изготовление, оказана помощь в создании плазменного участка, помощь в освоении технологии и помощь в освоении выпуска промышленной партии этих плазмотронов на Украине.

В этих исследованиях было выявлено, что разработанные ТЗП имеют низкую термовыносливость (10...20 циклов) и приме-

нимы для изделий при небольшом числе циклов изменения температуры, например, ракетные двигатели. Такие же результаты были получены в тот период и в других странах мира и они показали, что физическая природа низкой термовыносливости систем окисел-металл определяется возникновением больших градиентов напряжений на границе слоёв и развитием термоусталостных трещин при циклическом изменении температуры и интенсификации диффузионных процессов [3].

Поиск решения этой проблемы путем сглаживания градиента коэффициента температурного расширения по толщине системы привёл к созданию материала покрытий состава Me-Cr-Al-Y (где Me-Ni-Co или их комбинации) для жаропрочных хромоникелевых сплавов. Это покрытие, образующее в период технологического рекристаллизационного отжига стойкие высокотемпературные окислы  $Al_2O_3$  и  $Y_2O_3$  и имеющие плавное изменение коэффициента термического расширения по толщине от значений характерных для окисла (на поверхности) до значений характерных для хромоникелевого сплава (на их границе), в течение ряда лет было основным ТЗП для лопаток турбин. Однако, необходимость повышения температур в камере сгорания и необходимость повышения ресурса ГТД привело к созданию многослойной системы покрытий, в которой внешний слой состоит из окислов  $ZrO_2-Y_2O_3$ , а нижележащий слой из однослойного покрытия Me-Cr-Al-Y или из их комбинации с различным процентным содержанием компонент. В течение ряда лет это ТЗП получали электронно-лучевой технологией или вакуумной плазменной технологией высоких энергий, при этом считалось, что плазменная газотермическая технология не сможет обеспечить такие же пределы выносливости, термовыносливости, жаростойкости и т.д. системы, как вакуумные технологии.

Проведенные нами исследования показали [3], что это не так. Более того расположение границ зерен в плазменных покрытиях параллельно защищаемой поверхности позволяет достичь более высоких эксплуатационных показателей системы покрытие-основа при существенно большей техноло-

гичности процесса, чем в электронно-лучевых покрытиях, у которых расположение границ зерен перпендикулярно защищаемой поверхности (столбчатая структура). Кроме того, в силу наследственной природы формирования электронно-лучевых покрытий, эти границы зерен пронизывают всю толщину покрытия и служат каналом для снижения работоспособности ТЗП. К тому же на внутренние поверхности некоторых малоразмерных деталей ГТД с малыми диаметрами (жаровая труба и др.) покрытия можно нанести только газотермическим плазменным методом. В результате проведенных исследований нами были разработаны высокопроизводительные плазменные технологии нанесения ТЗП в атмосферных условиях как на отдельные детали горячего тракта ГТД (рабочие лопатки турбины, секции сопловых лопаток, жаровые трубы и т.д.), так и на внутренние поверхности камер сгорания ГТД и ГТА в сборе (НК-14ст, НК-36ст, НК-38ст, GT-10 и др.)

ТЗП разработанные нами для нанесения на рабочие лопатки турбины ГТД состоят из внутреннего слоя толщиной (140-170) мкм, полученного из порошка Ni-Co-Cr-Al-Y дисперсностью (40...80) мкм и двух слоев внешнего керамического слоя толщиной (280...320) мкм, полученного из порошка  $ZrO_2-Y_2O_3$  дисперсностью (40...60) мкм.

На рис. 14 представлены покрытия, разработанные для деталей газового тракта турбины и компрессора ГТД.

В настоящее время разработкой ТЗП активно занимается целый ряд ведущих аэрокосмических и авиационных фирм.

В процессе разработки технологии нанесения ТЗП на рабочие лопатки турбины ГТД были исследованы следующие защитные покрытия:

1. Двухслойное покрытие: первый слой - хромоалитирование; второй слой -  $ZrO_2-Y_2O_3$  (разработчик ВВИА им. Жуковского).

2. Трёхслойное покрытие: первый слой - Me-Cr-Al-Y; второй слой - Me-Co-Cr-Al-Y; третий слой -  $ZrO_2-Y_2O_3$  (разработчик ИЭС им. Патона).

3. Трёхслойное покрытие: первый слой - Me-Ni-Cr-Al-Y; второй слой - Me-Ni-Cr-Al-Y +  $ZrO_2-Y_2O_3$ ; третий слой -  $ZrO_2-Y_2O_3$  (разработчик НПО ВИАМ).

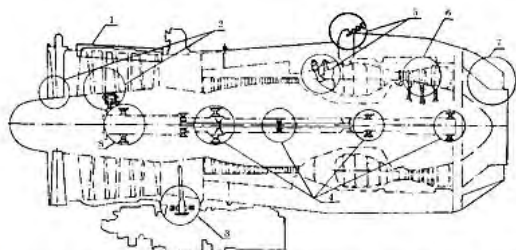
4. Трёхслойное покрытие: первый слой – жаростойкое покрытие системы Me-Co-Cr-Al-Y; два слоя - теплозащитных керамических системы  $ZrO_2$ - $Y_2O_3$  (вариант, рекомендованный нами).

Первый и второй варианты защитных покрытий наносились с помощью, электронно-лучевого испарения и конденсации в вакууме, третий с помощью вакуумно-плазменной технологии высоких энергий, четвертый – газотермическим плазменным напылением + плазмодинамическое упрочнение.

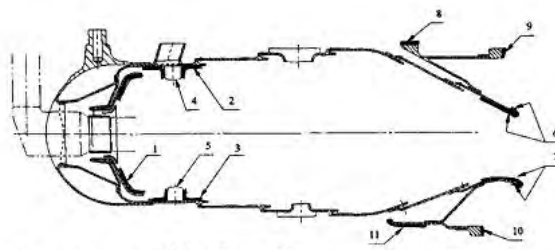
Поскольку в двигателе термодинамические нагрузки лопаток превалируют над

стационарными, то при лабораторных испытаниях основное внимание уделялось термостойкости керамического слоя, определяемой испытаниями на термоудар.

Исследования проводились на лопатках турбины, представляющих собой тонкостенную литую конструкцию из сплава типа ЖС-6. Стационарные испытания на термоудар проводились до появления отслоения керамического слоя на специальном стенде по режиму: нагрев до  $T = 1250^\circ C$  за 3 мин, выдержка 10 мин; охлаждение до  $200^\circ C$  за 40 с.



Продольный разрез двигателя с указанием деталей и узлов с плазменными покрытиями: 1 – места соединения наружного кольца ВНА с корпусом компрессора и наружных колец спрямляющих аппаратов; 2 – узлы крепления лопаток КНД к дискам; 3 – привод агрегатов и их детали; 4 – опоры КНД и турбины, втулки и крышки лабиринтов, торцевые уплотнения; 5 – сочленения жаровых труб, форсунок и воспламенителей; 6 – узлы крепления лопаток к дискам турбины и места соединения лопаток соплового аппарата с внутренними кольцами; 7 – детали реверса тяги, корпуса подшипников, коллектора, крышки.



Камера сгорания ГТД. Термобарьерное покрытие: Связующее покрытие Ni-Co-Cr-Al-Y. Нанесение покрытия в составе головки камеры сгорания на поверхности: 1.Стабилизатор; 2. Кольцо наружное; 3. Кольцо внутреннее; 4. Патрубок наружный; 5. Патрубок внутренний. Верхнее покрытие  $ZrO_2/8Y_2O_3$ . Нанесение покрытия в составе камеры сгорания на поверхности: 6. Кожух наружный; 7. Кожух внутренний. Износостойкое покрытие "Метко" 8VF-NS. Нанесение покрытия в составе камеры сгорания на поверхности: 8. Наружное телескопическое уплотнение; 9. Наружное радиальное уплотнение; 10. Внутреннее радиальное уплотнение; 11. Внутреннее телескопическое уплотнение.



Камера сгорания ГТД с теплозащитным покрытием Ni-Co-Cr-Al-Y +  $ZrO_2/8Y_2O_3$  и износостойким карбидным покрытием на наружной поверхности кольца.



Труба жаровая двигателя НК-36СТ с теплозащитным покрытием.



Блок соплового аппарата 1 ступени турбины двигателя НК-38СТ и НК-93 с теплозащитным покрытием (Ni-Co-Cr-Al-Y +  $ZrO_2/8Y_2O_3$  + плазмодинамическое упрочнение).

Внедрение срабатываемых, теплозащитных и износостойких покрытий на деталях горячего тракта турбины и компрессора позволило повысить ресурс серийных авиационных двигателей на 30-40%, а ресурс конверсионных довести до 100000 часов.

Рис. 14. Покрытия, разработанные для деталей газового тракта турбины и компрессора ГТД как для авиационного, так и для конверсионного назначения, которые могут работать от нормальной температуры 293 К до температуры 1700 К

При этом установлено, что лопатка, изготовленная по предлагаемой нами технологии, снята со стенда после выполнения 1300 циклов без отслоений и других замечаний к керамическому слою. Лопатки других вариантов сняты с испытания в пределах 600...950 циклов с разрушениями.

Важным показателем защитных покрытий является жаростойкость и термостабильность металлического покрытия (под-

слоя), сохранение этих свойств после длительных изотермических испытаний при температуре 1050...1100 $^\circ C$ . По результатам лабораторных изотермических испытаний в течение 500 часов и рентгеноструктурных исследований фазового состава разных вариантов технологии ТЗП установлено, что лучший показатель жаростойкости получен на деталях с трёхслойным защитным покрытием



и последующей обработкой ВТиП (плазменно-динамическое упрочнение).

Жаростойкость оценивалась по состоянию  $\beta$  (NiAl) и  $\gamma^1$  (Ni<sub>3</sub>Al) фаз и снижению защитных свойств покрытия при высокой температуре, что связано с распадом жаростойкой  $\beta$ -фазы. Из-за сложной конструкции лопатка турбины при эксплуатации может претерпеть термодинамические нагрузки, вызывающие отслоение внешнего керамического слоя. Кроме того, в связи с применением низкосортных топлив и наличия агрессивной среды возможны коррозионные повреждения. Поэтому, применение ВТиП для уплотнения и упрочнения верхнего керамического слоя, позволяет устранить данное явление.

Упрочнение теплозащитного покрытия высокотемпературной импульсной плазмой позволило получить также положительные результаты при испытаниях на термостойкость и коррозионную стойкость.

При разработке технологии защитных покрытий особое внимание уделяется их влиянию на прочностные свойства защищаемых сплавов. Длительные испытания лопаток проводились на воздухе при  $T=975^\circ\text{C}$  и  $\sigma=270$  МПа, а испытания на циклическую прочность - при  $T=20^\circ\text{C}$  с базой циклов  $N=2 \cdot 10^7$ .

Сравнительный анализ результатов испытаний на длительную и циклическую прочность сплавов типа ЖС-6 с металлическими и теплозащитными покрытиями показал, что наибольшую долговечность и циклическую прочность имеют лопатки с напыленным защитным покрытием, рекомендуемым нами (вариант 4).

Рассматриваемые варианты технологии нанесения ТЗП апробированы стендовыми испытаниями. По результатам стендовых испытаний в составе изделия за 1500 часов работы установлено, что долговечность защитного покрытия с последующим упрочнением высокотемпературной импульсной плазмой имеет преимущество по сравнению с другими вариантами напыления и полностью удовлетворяет эксплуатационным требованиям. После окончания длительных испытаний рекомендуемое защитное покрытие сохранило высокие теп-

лозащитные, жаростойкие, эрозионно и коррозионностойкие свойства.

Таким образом, более чем сорокалетние исследования в области плазменных технологий позволили: разработать большую гамму срабатываемых уплотнительных, износостойких, эрозионностойких и теплозащитных покрытий; разработать методы управления их свойствам; разработать гамму оригинальных плазмотронов различного назначения, в том числе и для напыления на внутренние поверхности малоразмерных полостей; разработать компьютеризированную систему управления процессом и специальные манипуляторы для напыления на сложные поверхности; создать малогабаритную установку с автоматизированной системой управления для нанесения покрытий на крупногабаритные агрегаты без их полного демонтажа; внедрить около 150 технологических процессов в производство изделий авиационно-космического назначения, машиностроения, нефтегазовой и химической промышленности; создать более 20 производственных участков для реализации этих процессов и производства порошков для напыления.

#### Библиографический список

1. Барвинок, В.А. Управление напряженным состоянием и свойства плазменных покрытий [Текст]: монография / В.А. Барвинок. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.
2. Барвинок, В.А. Математическое моделирование и физика процессов нанесения плазменных покрытий из композиционных плакированных порошков [Текст]: монография / В.А. Барвинок, В.И. Богданович, И.А. Докукина, А.Н. Плотников. – М.: Международный центр научной и технической информации, 1998. – 96 с.
3. Барвинок, В.А. Высокоэффективные технологические процессы в производстве лопаток турбин и камер сгорания ГТД [Текст]: монография под ред. чл.-корр. РАН В.А.Барвинка / В.А. Барвинок, В.И. Богданович, И.А. Докукина. – М.: Наука и технологии, 2004. – 640 с.
4. Мотовилов, В.А. Анализ математической модели плазмотрона для нанесения покрытий [Текст] / В.А. Мотовилов //Прогрессивные процессы сварки и напыле-

ния покрытий в производстве летательных аппаратов: сборник научных трудов. – Куйбышев: КуАИ, 1987. – С. 55-64.

5. Китаев, Ф.И. Свойства покрытий при плазменном напылении терморреагирующего никель-алюминиевого порошка [Текст] / Ф.И. Китаев, А.Г. Цидулко, Г.Д. Никифоров // В кн.: Защитные покрытия на металлах – Киев: 1974. – вып.8. - С. 167-172.

6. Ващенко, В.В. Плакирование порошков тугоплавких соединений методами химического осаждения [Текст] / В.В. Ващенко, О.Н. Голубев, А.Г. Цидулко. // В кн.: Температуроустойчивые покрытия. - Л.: Наука, 1985. - С.131-134.

7. Цидулко, А.Г. Плазменные покрытия из плакированных порошков [Текст] / А.Г. Цидулко, В.В. Ващенко, О.Н. Голубев и др. // В кн.: Температуроустойчивые покрытия. - Л.: Наука, 1985. - С.135-138.

8. Сивиркин, Ф.Д. Теоретическое и экспериментальное исследование турбулентной плазменной струи [Текст] / Ф.Д. Сивиркин, Н.М. Рогачев // Инж.-физ. Журнал. - 1969. - Т.17. - №3. - С.437-446.

9. Китаев, Ф.И. О скорости частиц напыляемого материала в плазменной струе [Текст] / Ф.И. Китаев, Ю.Г. Лекарев // Вопросы технологии производства летательных аппаратов: Труды Куйбышевского авиационного института. – Куйбышев. - 1970. - вып.41. – С.124-134.

10. Барвинок, В.А. Определение остаточных напряжений в покрытиях плазменного напыления [Текст] / В.А. Барвинок, Л.И. Борисов, В.Г. Фокин // Изв. ВУЗов. Машиностроение. - 1974. - №5. – С.115-119.

11. Барвинок, В.А. Определение упругих характеристик плазменных покрытий акустическим методом [Текст] / В.А. Барвинок // Изв. ВУЗов, Машиностроение. - 1980. - №6. – С.90-103.

12. Барвинок, В.А. Определение остаточных напряжений в многослойных кольцах [Текст] / В.А. Барвинок, В.И. Богданович, Г.М. Козлов // Изв. ВУЗ: Машиностроение. - 1980. – №4 – С.31-35.

13. Барвинок, В.А. Определение остаточных напряжений в напыленных покрытиях [Текст] / В.А. Барвинок, В.И. Богданович // Изв. ВУЗ: Машиностроение. - 1981.– №9. – С.100-103.

14. Barvinok, V.A. Application of nanopowders in the thermal spraying technology of protective coating [Текст] / V.A. Barvinok, V.I. Bogdanovich // Book of abstracts. Advanced research workshop NATO-Russia “Nanostructured thin films and nanodispersion strengthened Coatings”. – 2003. – Decem. 8-10. – P.7.

## References

1. Barvinok, V.A. Management of a tension and properties of plasma coverings [Text]: monograph / V.A. Barvinok. – M.: Mechanical engineering, 1990. – 384 c.

2. Barvinok, V.A. Mathematical modelling and the physicist of processes of putting of plasma coverings from the composite plated powders [Text]: monograph / V.A. Barvinok, V.I. Bogdanovich, I.A. Dokukina, A.N. Plotnikov – M.: The international centre of the scientific and technical information, 1998. – 96 p.

3. Barvinok, V.A. Highly effective technological processes in manufacture of blades of turbines and combustion chambers of gas turbine engines [Text]: the monograph under edition of the Corresponding Member of the RAS V.A. Barvinok / V.A. Barvinok, V.I. Bogdanovich, I.A. Dokukina. – M.: Science and technologies, 2004. – 640 p.

4. Motovilov, V.A. The analysis of mathematical model of plasmatrone for drawing of coverings [Text] / V.A. Motovilov // Progressive processes of welding and spraying of coverings in manufacture of aircrafts: the collection of scientific works. – Kuibyshev: KuAI, 1987. – P. 55-64.

5. Kitaev, F.I. Properties of coverings at a plasma spraying of a powder thermoreacting nickel-aluminium [Text] / F.I. Kitaev, A.G. Cidulko, G.D. Nikiforov // Protective coatings on metals – Kiev: 1974. – Publication 8. - P. 167-172.

6. Vashenko, V.V. Cladding of powders of refractory combination by methods of chemical sedimentation [Text] / V.V. Vashenko, O.N. Golubev, A.G. Cidulko // Temperature resistance coverings. - L.: Science, 1985. - P.131-134.

7. Cidulko, A.G. Plasma coverings from the plated powders [Text] / A.G. Cidulko, V.V. Vashenko, O.N. Golubev and others // Temperature resistance coverings. - L.: Science, 1985. - P.135-138.

8. Sivirkin, F.D. Theoretical and an experimental research of a turbulent plasma stream [Text] / F.D. Sivirkin, N.M. Rogachev // Engineering-physical Magazine. - 1969. - V.17. - №3. - P.437-446.

9. Kitaev, F.I. About speed of particles of evaporation material in plasma jet [Text] / F.I. Kitaev, U.G. Lekarev // Questions of the technology of aircraft manufacture: Works of Kuibyshev aviation institute. – Kuibyshev. - 1970. – Publication 41. – P.124-134.

10. Barvinok, V.A. Definition of residual pressure in coverings of a plasma spraying [Text] / V.A. Barvinok, L.I. Borisov, V.G. Fokin // News HIGH SCHOOL: Mechanical engineering. - 1974. - №5. – P.115-119.

11. Barvinok, V.A. Definition of elastic characteristics of plasma coverings by an acoustic method [Text] / V.A. Barvinok // News HIGH

SCHOOL: Mechanical engineering. - 1980. - №6. – P.90-103.

12. Barvinok, V.A. Definition of residual pressure in multilayered rings [Text] / V.A. Barvinok, V.I. Bogdanovich, G.M. Kozlov // News HIGH SCHOOL: Mechanical engineering. - 1980. – №4 – P.31-35.

13. Barvinok, V.A. Definition of residual pressure in the spraying coverings [Text] / V.A. Barvinok, V.I. Bogdanovich // News HIGH SCHOOL: Mechanical engineering. - 1981. – №9. – P.100-103.

14. Barvinok, V.A. Application of nanopowders in the thermal spraying technology of protective coating [Text] / V.A. Barvinok, V.I. Bogdanovich // Book of abstracts. Advanced research workshop NATO-Russia “Nanostructured thin films and nanodispersion strengthened Coatings”. – 2003. – Decem. 8-10. – P.7.

## WEARABILITY, WEARPROOF AND HEAT-SHIELDING COVERINGS FOR DETAILS OF THE GAS PATH OF THE TURBINE, THE COMPRESSOR AND THE CHAMBER OF COMBUSTION OF GAS TURBINE ENGINE

© 2009 V. A. Barvinok<sup>1</sup>, I. L. Shitarev<sup>1</sup>, V. I. Bogdanovich<sup>1</sup>, I. A. Dokukina<sup>1</sup>, V. M. Karasev<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University

<sup>2</sup>“Metallist-Samara”

The basic laws and features of plotting of wearability, wearproof and heat-resisting coverings on a detail of a gas path of the turbine, the compressor and the combustion chamber of gas turbine engine by gas-thermal plasma and ionic-plasma vacuum methods are considered. The basic updates and elements of modernisation of the equipment for gas-thermal and an ionic-plasma vacuum method are shown. For calculation of the temperatures, flowing and residual pressure real cases and receptions at spraying are considered.

*Gas-thermal spraying, ionic-plasma vacuum spraying, wearability, wearproof, heat-resisting coverings, equipment, modernization, gas turbine engine, temperature, flowing pressure, residual pressure*

### Информация об авторах

**Барвинок Виталий Алексеевич** – член-корреспондент РАН, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой производства летательных аппаратов и управления качеством в машиностроении Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [barvinok@ssau.ru](mailto:barvinok@ssau.ru). Область научных интересов: физика плазмы, математическое моделирование, тепловые процессы, деформационные процессы, газотермическое напыление, вакуумное напыление, надежность, ресурс, авиакосмическая техника.

**Шитарев Игорь Леонидович** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой производства двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [pdla@ssau.ru](mailto:pdla@ssau.ru). Область научных интересов: двигателестроение.

**Богданович Валерий Иосифович** – доктор технических наук, профессор кафедры производства летательных аппаратов и управления качеством в машиностроении Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [bogdanovich@ssau.ru](mailto:bogdanovich@ssau.ru). Область научных интересов: плазма, плазменные покрытия, скорость реакций, упорядоченные структуры с заданным свойством, гетерогенные процессы, математическое моделирование, надежность.

**Докукина Ирина Александровна** – кандидат технических наук, доцент кафедры производства летательных аппаратов и управления качеством в машиностроении Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [bogdanovich@ssau.ru](mailto:bogdanovich@ssau.ru). Область научных интересов: поверхность, плазменные покрытия, структура и свойства покрытий.

**Карасёв Вячеслав Михайлович** - исполнительный директор ОАО «Металлист-Самара». E-mail: [ms@sama.ru](mailto:ms@sama.ru). Область научных интересов – двигателестроение.

**Barvinok Vitaly Alekseevich** - Corresponding Member of the RAS, DSc, professor, chief of the Department of air and space craft manufacture and quality management in engineering at Samara State Aerospace University, [barvinok@ssau.ru](mailto:barvinok@ssau.ru). Area of research: Physics of plasma, mathematical modelling, thermal processes, deformation processes, gas-thermal spraying, vacuum spraying, reliability, a resource, the avia-space technics.

**Shitarev Igor Leonidovich** - DSc, professor, chief of the Department of aircraft engines manufacture at Samara State Aerospace University. E-mail: [pdla@ssau.ru](mailto:pdla@ssau.ru). Area of research: propulsion engineering.

**Bogdanovich Valery Iosifovich** - DSc, professor of the Department of air and space craft manufacture and quality management in engineering at Samara State Aerospace University, [bogdanovich@ssau.ru](mailto:bogdanovich@ssau.ru). Area of research: plasma, plasma coverings, speed of the reactions, the ordered structures with the set property, heterogeneous processes, mathematical modelling, reliability.

**Dokukina Irina Aleksandrovna** - PhD, associate professor of the Department of air and space craft manufacture and quality management in engineering at Samara State Aerospace University, [bogdanovich@ssau.ru](mailto:bogdanovich@ssau.ru). Area of research: surface, plasma coating, structure and characteristics coating.

**Karasev Vyacheslav Mihailovich** - The chief executive of Public Corporation “Metallist-Samara”. E-mail: [ms@sama.ru](mailto:ms@sama.ru). Area of research: propulsion engineering.

УДК 62-762

## ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ УПЛОТНЕНИЙ КРИОГЕННЫХ НАСОСОВ

© 2009 А. В. Иванов

Воронежский государственный технический университет

Одна из основных проблем, возникающих при эксплуатации уплотнений насосов – контакт роторного и статорного элементов уплотнений при работе. Зачастую это связано с неправильным выбором рабочего зазора из-за некорректного учета термических деформаций элементов уплотнения.

*Уплотнение, ротор, статор, термические деформации, температурный коэффициент линейного расширения, уплотнительный зазор, захлаживание*

Одним из основных направлений в повышении эффективности и экологичности ЖРД является использование в качестве компонентов топлива криогенных компонентов: жидких кислорода, метана, водорода. Работа насосов, перекачивающих криогенные жидкости, характеризуется значительным изменением температуры при работе по сравнению с температурой при сборке. Температурные деформации элементов уплотнения могут привести к изменению размеров и взаимному перекосу осей элементов уплотнения. Это ведет к перераспределению давления в уплотнительном зазоре, изменению расходных и динамических характеристик уплотнения. Поэтому при проектировании криогенных агрегатов необходимо проводить анализ влияния температурных деформаций на достаточность зазоров в уплотнениях при: сборке, захлаживании; основном режиме работы; переходных режимах работы.

В общем случае радиальные температурные деформации уплотнения можно определить по следующей зависимости:

$$\Delta R_r = R_y \cdot \int_{T_{сб,y}}^{T_{раб,y}} \alpha_y(T) dT - R_p \cdot \int_{T_{сб,p}}^{T_{раб,p}} \alpha_p(T) dT,$$

$R_p$  – радиус уплотнительного диаметра роторной части уплотнения;

$R_y$  – радиус уплотнительного диаметра статорной части уплотнения;

$\alpha_p$  – температурный коэффициент линейного расширения материала роторной части уплотнения;

$\alpha_y$  – температурный коэффициент ли-

нейного расширения материала статорной части уплотнения;

$T_{раб,p}$  – температура роторного элемента уплотнения при работе;

$T_{сб,p}$  – температура роторного элемента уплотнения при сборке;

$T_{раб,y}$  – температура статорного элемента уплотнения при работе;

$T_{сб,y}$  – температура статорного элемента уплотнения при сборке.

Для анализа влияния температурных деформаций на основании данных работы [1] были составлены полиномиальные зависимости для определения температурных коэффициентов линейного расширения. Для выполнения анализа были выбраны следующие материалы: сталь 12X18H10T, сталь AISI 440 по своим характеристикам близкая к подшипниковым сталям, титановые сплавы BT6 и BT5-1, антифрикционная бронза БрБ2, алюминиевый сплав АК6. Графики изменения температурных коэффициентов линейного расширения для выбранных материалов приведены на рис. 1, аппроксимирующие зависимости в табл. 1.

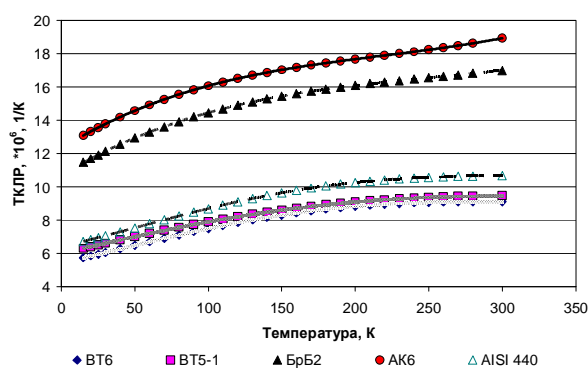


Рис. 1. Температурные коэффициенты линейного расширения

Таблица 1. Аппроксимирующие зависимости температурного коэффициента линейного расширения от температуры

Материал	Аппроксимирующая зависимость
ВТ6	$5,61 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 3,941 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 4,287 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1,965 \cdot 10^{-2} \cdot T + 5,441$
ВТ5-1кт	$2,46 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 1,932 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 - 3,894 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 2,084 \cdot 10^{-2} \cdot T + 5,995$
АК6	$3,01 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 - 1,978 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 5,428 \cdot 10^{-2} \cdot T + 10,715$
БрБ2	$2,27 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 - 1,73 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 5,237 \cdot 10^{-2} \cdot T + 10,715$
AISI 440	$8,51 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 5,794 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 7,832 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1,994 \cdot 10^{-2} \cdot T + 6,405$

При сборке и захлаживании уплотнения необходимо исключение возникновения натяга между роторным и статорным элементами уплотнения, так как это может привести к значительному увеличению момента страгивания ротора и повреждению уплотнительных поверхностей. При захлаживании в зависимости от материала конструкции, коэффициентов теплопроводности, конфигурации и массы деталей может реализоваться несколько различных вариантов изменения уплотнительного зазора: одновременное захлаживание роторного и статорного элементов уплотнения; более быстрое захлаживание роторного или статорного элемента уплотнения.

Кроме того, при захлаживании важно знать материал какого из элементов уплотнения – роторного или статорного имеет большее значение температурного коэффициента линейного расширения. Для примера рассмотрим различные варианты изменения радиального уплотнительного зазора при захлаживании в зависимости от сочетания материалов роторного и статорного элементов уплотнения. Для анализа рассмотрим следующие варианты сочетания пар материалов:

- ротор – титановый сплав ВТ6С, статор – бронза БрБ2;
- ротор – титановый сплав ВТ5-1кт, статор – сталь типа AISI 440;
- ротор – АК6, статор – сталь типа AISI 440.

Также при проведении анализа рас-

смотрим три возможных варианта изменения температуры роторного и статорного элементов уплотнения при захлаживании, которые реализуются в зависимости от конструктивного исполнения элементов уплотнения, массы роторного и статорного элементов уплотнения, коэффициентов теплопроводности материалов роторного и статорного элементов уплотнения:

- одновременное захлаживание роторного и статорного элементов уплотнения;
- более быстрое захлаживание роторного элемента уплотнения по сравнению со статорным;
- более медленное захлаживание роторного элемента уплотнения по сравнению со статорным.

Проведенные расчеты теплового состояния различных конструкций криогенных агрегатов показывают, что разность температур между роторным и статорным элементами уплотнения может достигать 50 К. Эту величину разности температур элементов уплотнения будем использовать при анализе изменения зазоров в процессе захлаживании.

При проведении анализа будем использовать понятие относительного зазора в уплотнении – отношение радиального зазора уплотнения к радиусу уплотнительной поверхности роторного элемента уплотнения –  $\bar{\delta R} = \delta R / R_p$ . Для большинства бесконтактных уплотнений значение относительного зазора в уплотнении находится в диапазоне от 0,001–0,005. Кроме того, используем понятие относительного радиуса уплотнительной поверхности роторного –  $\bar{R}_p = R_p^p / R_p^{c\bar{o}}$  и

статорного –  $\bar{R}_c = R_c^p / R_c^{c\bar{o}}$  элементов уплот-

нения ( $R_p^p$  – радиус уплотнительной поверхности ротора при работе (захлаживании),  $R_p^{c\bar{o}}$  – радиус уплотнительной поверхности ротора при сборке,  $R_c^p$  – радиус уплотнительной поверхности статора при работе (захлаживании),  $R_c^{c\bar{o}}$  – радиус уплотнительной поверхности статора при сборке)

На рис. 2 приведено изменение относи-

тельного радиуса уплотнительной поверхности ротора водородного насоса в процессе захлаживания при его изготовлении из титановых или алюминиевого сплавов.

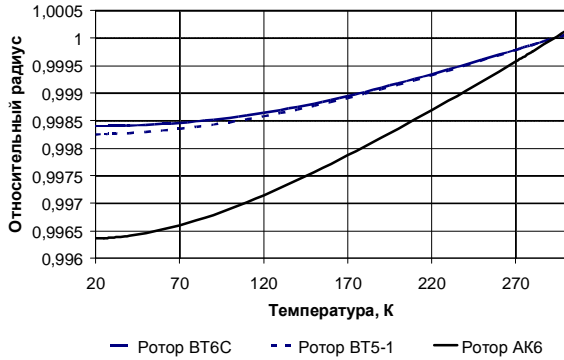


Рис. 2. Изменение относительного диаметра роторного элемента уплотнения при захлаживании

На рис. 3 приведено изменение относительного радиуса уплотнительной поверхности статорного элемента уплотнения водородного насоса в процессе проведения захлаживания для различных материалов при относительном зазоре в уплотнении 0,025.

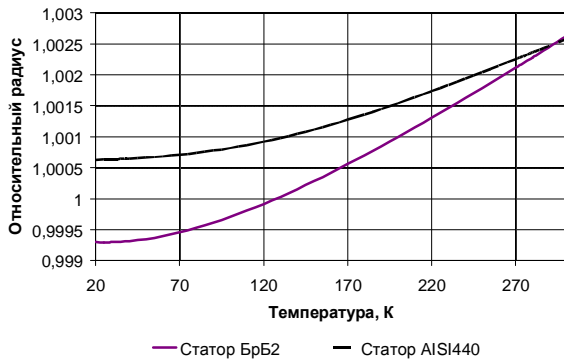


Рис. 3. Изменение относительного диаметра статорного элемента уплотнения при захлаживании

Из рис. 2 и 3 видно, что при расчете зазора необходимо тщательно выбирать монтажный зазор, так как при ошибке в его выборе в процессе захлаживания может произойти заклинивание уплотнения, что приведет к повышенному моменту страгивания и вращения ротора турбонасосного агрегата при запуске, повреждению уплотнительных поверхностей, а при определенных условиях – выходу агрегата из строя.

На рис. 4 приведено изменение относительного зазора для сочетания материалов: ротор – титановый сплав VT6C, статор – бронза БрБ2, на рис. 5 – ротор – титановый

сплав VT5-1кт, статор – сталь типа AISI 440, на рис. 6 – ротор – АК6, статор – сталь типа AISI 440 водородного насоса при различном сочетании скоростей захлаживания роторного и статорного элементов уплотнения. Значение монтажного относительного зазора в уплотнении для всех трех сочетаний пар материалов – 0,025.

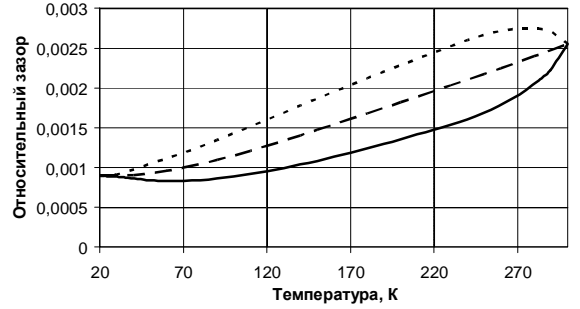


Рис. 4. Изменение относительного зазора для пары материалов: ротор – титановый сплав VT6C, статор – бронза БрБ2

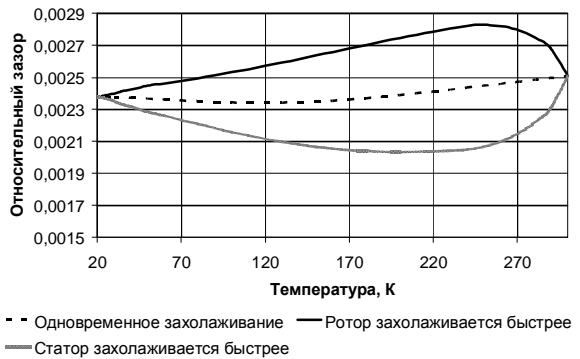


Рис. 5. Изменение относительного зазора для пары материалов: ротор – титановый сплав VT5-1кт, статор – сталь типа AISI 440

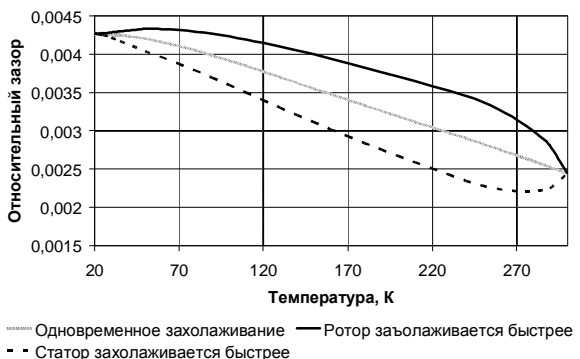


Рис. 6. Изменение относительного зазора для пары материалов: ротор – алюминиевый сплав АК6, статор – сталь типа AISI 440

Из рисунков видно, что для при сочетании большего температурного коэффициента линейного расширения материала ста-

торного элемента уплотнения по сравнению с роторным (ротор – титановый сплав ВТ6С, статор – бронза БрБ2) зазор при захолаживании уменьшается более чем в 2 раза. При этом с точки зрения работоспособности уплотнения более важное значение имеет выбор монтажного зазора, чем сочетание темпа захолаживания роторного и статорного элементов уплотнения.

При использовании материалов с близкими температурными коэффициентами линейного расширения (титановый сплав ВТ5-1кт и сталь типа AISI 440) изменение зазора между роторным и статорным элементами уплотнения невелико по сравнению с величиной первоначального монтажного зазора. Однако при более быстром по сравнению с ротором захолаживании статорного элемента уплотнения при определенном зазоре в уплотнении может произойти контакт (заклинивание) роторного и статорного элементов уплотнения. То есть при близости значений температурных коэффициентов линейного расширения важно выбирать не только зазор в уплотнении, но темп изменения температуры роторного и статорного элементов уплотнения.

При использовании сочетания материалов с большим температурным коэффициентом линейного расширения роторного элемента уплотнения по сравнению со статорным (ротор – алюминиевый сплав АК6, статор – сталь типа AISI 440) в процессе захолаживания происходит увеличение зазора в уплотнении примерно в 1,5 раза. Изменение зазора не приводит к появлению возможности заклинивания уплотнения. Таким образом, в этом случае важнее выбрать первоначальный зазор в уплотнении, чем темп изменения температуры роторного и статорного элементов уплотнения.

Необходимо отметить, что любое изменение зазоров в уплотнениях ведет к изменению экономичности за счет изменения утечек через уплотнение и динамических характеристик системы ротор – уплотнение из-за перераспределения давления в уплотнительном зазоре и связанного с ним изменения сил. Изменение сил в уплотнительном зазоре при определенных условиях может привести к автоколебаниям в системе ротор – уплотнение, что вызывает повреждение

уплотнительных поверхностей, приводит к росту потребляемой мощности и в дальнейшем – выходу агрегата из строя.

На основном режиме работы при определении зазоров в уплотнениях необходимо учитывать не только силовые, но и термические деформации. Так, для уплотнения водородного насоса с полуподвижным кольцом [2], имеющим внутренний диаметр 100 мм, сравним термические и силовые деформации кольца при перепадах давления 5, 10, 15 МПа. Пересчет силовых деформаций кольца при изменении температуры осуществлялся по следующей зависимости:

$$\delta R_{\Delta p}^T = (E_T / E_{сб}) \cdot \delta R_{\Delta p}^{сб},$$

где  $\delta R_{\Delta p}^T$ ,  $\delta R_{\Delta p}^{сб}$  – радиальные деформации кольца от перепада давления  $\Delta p$  при температуре  $T$  и при температуре сборки;

$E_T$ ,  $E_{сбК}$  – модули упругости материала кольца при температуре  $T$  и при сборке.

Температурные деформации кольца:

$$\delta R_{\Delta T} = \alpha \cdot R_y \cdot \Delta T,$$

где  $\alpha$  – температурный коэффициент линейного расширения материала кольца;

$\Delta T$  – изменение температуры уплотнения при работе по сравнению с температурой при сборке.

Ниже приведен график зависимости  $K_T = \delta R_{\Delta T} / \delta R_{\Delta p}^T$  – отношения температурных и силовых деформаций от температуры уплотнения (рис. 7).

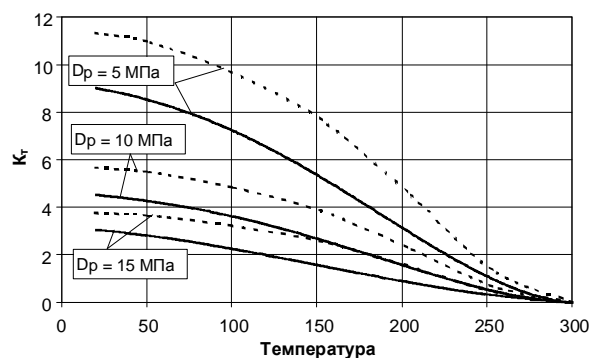


Рис. 7. Зависимость отношения температурных и силовых деформаций плавающих колец от их температуры

— — — — — кольцо из бронзы; — — — — — кольцо из стали

Из рисунка видно, что чем меньше перепад давления на уплотнении, тем быстрее начинается превышение температурных деформаций над силовыми. Например, для рас-



смаатриваемого уплотнения, в случае его изготовления из стали при перепаде давления 10 МПа при температуре жидкого водорода (20 К) температурные деформации превышают силовые примерно в 5,5 раза, а при изготовлении кольца из бронзы – примерно в 4,5 раза. Больше превышение температурных деформаций над силовыми для стали по сравнению с бронзой связано с тем, что соотношение между коэффициентами линейного расширения стали и бронзы составляет 0,83–0,91, а соотношение между модулями упругости стали и бронзы – 1,5–1,6, что свидетельствует о большей величине силовых деформаций кольца из бронзы по сравнению со стальным при сопоставимых значениях температурных деформаций колец из этих материалов.

Таким образом, при создании уплотнений криогенных насосов нельзя ограничиваться рассмотрением только захлаживания или только основного режима работы. Так, чтобы минимизировать влияние температурных деформаций на зазоры в уплотнениях необходимо либо подбирать материалы роторного и статорного элементов уплотнения с близкими значениями коэффициентов линейного расширения, либо использовать одинаковые материалы. Кроме того, при

проектировании агрегата необходимо выполнять расчет экономичности и динамических характеристик роторов с учетом зазоров в уплотнениях, полученных с учетом влияния всех факторов, в том числе температурных деформаций.

#### Библиографический список

1. Новицкий, Л.А. Теплофизические свойства материалов при низких температурах. Справочник / Л.А. Новицкий, И.Г. Кожевников. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
2. Белоусов, А.И. Особенности конструкции и работы уплотнений проточной части водородных насосов / А.И. Белоусов, А.В. Иванов // Изв. Вузов. Авиационная техника. – 2007, № 1. – С. 31–33

#### References

1. Novitskiy L.A., Kozhevnikov I.G. Low temperature thermalphysic properties of materials. Handbook. – M.: Mashinostroenie, 1975 – 216 pp.
2. Belousov A.I., Ivanov A.V. Structural features and behavior of seals in the hydrogen pump flow passages // Russian aeronautics, 2007, Vol. 50, № 1, Allerton press, – pp. 37–40.

## THERMAL DEFORMATION INFLUENCE TO CRYOGENIC PUMPS SEALS OPERABILITY

© 2009 A. V. Ivanov

Voronezh State Technical University

The bush seals and seals with semi-movable rings are widely used in rocket engines turbopumps. One of abnormal function of this seals causes is – contact of rotor and stator elements. This occurs due to incorrect selection of seal clearance that connected with thermal deformations.

*Seal, rotor, stator, thermal deformation, temperature coefficient of linear expansion, sealing clearance, chill-down*

#### Информация об авторе

**Иванов Андрей Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры ракетных двигателей Воронежского государственного технического университета. Воронеж, 394026, Московский проспект, 14. Тел. (4732) 34-61-08. e-mail: [jav308@inbox.ru](mailto:jav308@inbox.ru). Область научных интересов: турбонасосные агрегаты, динамика роторов, уплотнения проточной части.

**Ivanov Anderei Vladimirovich**, candidate of Technical Science, associate professor of Voronezh State Technical University Rocket Engines Department. Voronezh, 394026, Moskovskiy Prospekt 14. Tel/ (4732) 34-61-08. E-mail: [jav308@inbox.ru](mailto:jav308@inbox.ru). Area of research: turbopumps, rotor dynamics, flow path seals.

## УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ПОЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ И ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУР ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИКИ РАБОЧИХ КОЛЕС ГТД

© 2009 Д. П. Давыдов, А. И. Ермаков

Самарский государственный аэрокосмический университет

Для учета влияния поля центробежных сил и неравномерного нагрева диска при исследовании динамики рабочих колес турбомашин с помощью метода волновых динамических жесткостей разработан одномерный осесимметричный изопараметрический дисковый конечный элемент. Разработана и отлажена программа по расчету вращающихся неравномерно нагретых дисков.

*Конечный элемент, диск, матрица, усилие, перемещение, сила инерции, поле температур, программа*

В рабочих условиях колесо ГТД подвержено воздействию поля вызванных вращением сил инерции и поля температур.

Поле центробежных сил и неравномерный нагрев приводят к возникновению статических напряжений. При колебаниях в процессе смещения системы из положения равновесия статические силы стремятся либо вернуть ее, либо, наоборот, препятствуют возвращению в исходное состояние, увеличивая или уменьшая тем самым жесткость конструкции [1].

Для учета влияния поля центробежных сил и неравномерного нагрева диска при исследовании динамики рабочих колес турбомашин с помощью метода волновых динамических жесткостей разработан одномерный осесимметричный изопараметрический дисковый конечный элемент.

При выводе определяющего уравнения элемента приняты следующие допущения:

- диск симметричный относительно своей срединной плоскости;
- температура диска постоянная по толщине;
- диск находится в плоском осесимметричном напряженном состоянии;
- напряжения постоянные по толщине диска;
- в радиальных и цилиндрических сечениях диска действуют только нормальные напряжения.

Используя соотношения обобщенного закона Гука для плоского осесимметричного напряженного состояния и формулы Коши в цилиндрической системе координат, записаны выражения, связывающие радиальные

$N_r$  и окружные  $N_\varphi$  погонные усилия в диске с перемещениями [2]:

$$N_r = \frac{Eh}{1-\mu^2} \frac{dU}{dr} + \frac{Eh}{1-\mu^2} \mu \frac{U}{r} - \frac{Eh}{1-\mu} \alpha \Delta T, \quad (1)$$

$$N_\varphi = \mu N_r + \frac{Eh}{r} U - Eh \alpha \Delta T, \quad (2)$$

где  $U$  – радиальное перемещение;  $r$  – радиус;  $E$  – модуль упругости материала;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения;  $\Delta T$  – температура нагрева.

Для вывода определяющего дифференциального уравнения рассмотрено условие равновесия в радиальном направлении (3) элемента диска, выделенного двумя радиальными плоскостями, расположенными под углом  $d\varphi$ , и двумя цилиндрическими поверхностями, радиусами  $r$  и  $r+dr$  (рис. 1).

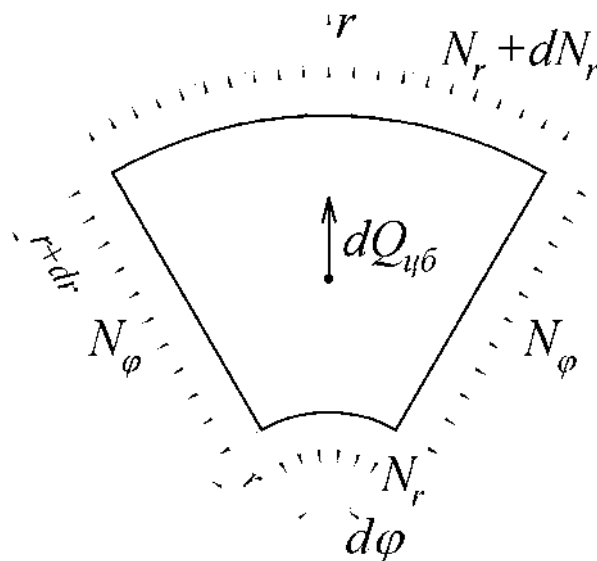


Рис. 1. Нагрузки, действующие на элемент диска

$dQ_{\omega} = \omega^2 r^2 \rho h dr d\varphi$  – центробежная нагрузка, где  $\rho$  – массовая плотность материала;  $\omega$  – окружная скорость вращения.

$$\frac{d(N_r r)}{dr} - N_\varphi + \omega^2 r^2 h = 0. \quad (3)$$

Решая совместно уравнения (1), (2) и (3), получено определяющее дифференциальное уравнение (4), описывающее напряженно-деформированное состояние неравномерно нагретого вращающегося диска:

$$\frac{d(N_r r)}{dr} - \frac{Eh}{1-\mu^2} \frac{U}{r} - \frac{Eh}{1-\mu^2} \mu \frac{dU}{dr} + \frac{Eh}{1-\mu} \alpha \Delta T + \omega^2 r^2 h = 0. \quad (4)$$

Используя полученное уравнение, построен дисковый конечный элемент. При построении системы уравнений элемента применялся метод Галеркина:

$$\int_{r_1}^{r_2} F_j \left( \frac{d(N_r r)}{dr} - \frac{Eh}{1-\mu^2} \frac{U}{r} - \frac{Eh}{1-\mu^2} \mu \frac{dU}{dr} + \frac{Eh}{1-\mu} \alpha \Delta T + \omega^2 r^2 h \right) dr = 0,$$

где  $r_1, r_2$  – границы конечного элемента;

$F_j$  – функции формы ( $j = 1, 2$ ).

Для узлов элемента введены следующие обозначения: узел 1 – принадлежит внутренней границе элемента, узел 2 – внешней, как показано на рис. 2.

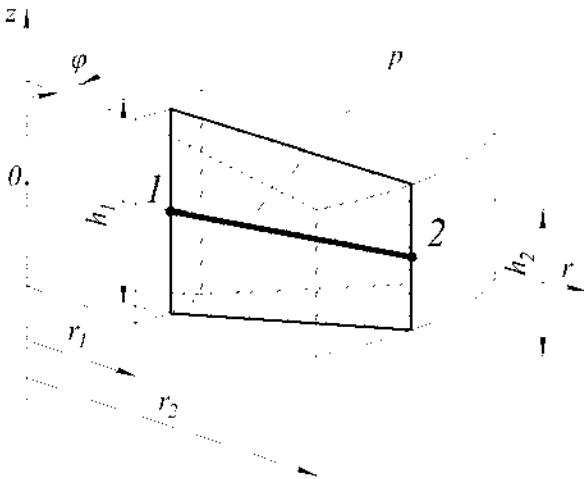


Рис. 2. Обозначение узлов элемента

Построение матрицы формы (5) основано на допущении о линейном изменении упругих смещений по длине элемента

$U(r) = F_1 U_1 + F_2 U_2$ , где  $U_1$  – радиальное перемещение первого узла,  $U_2$  – второго.

$$[F] = [F_1, F_2] = \left[ \frac{r_2 - r}{\Delta r}, \frac{r - r_1}{\Delta r} \right]. \quad (5)$$

Изменение параметров  $h, E, \alpha, \Delta T$  по радиусу элемента принято линейное:

$$h(r) = F_1 h_1 + F_2 h_2, \quad E(r) = F_1 E_1 + F_2 E_2,$$

$$\alpha(r) = F_1 \alpha_1 + F_2 \alpha_2, \quad \Delta T(r) = F_1 \Delta T_1 + F_2 \Delta T_2,$$

где  $h_1, E_1, \alpha_1, \Delta T_1$  – параметры диска на внутренней границе элемента, а  $h_2, E_2, \alpha_2, \Delta T_2$  – параметры диска на наружной границе элемента.

После интегрирования системы получено матричное уравнение дискового конечного элемента:  $\{N^p\} = [K^p] \{q^p\} - \{Q^p\}$ ,

где  $\{N^p\} = \begin{Bmatrix} -N_r^p(r_1^p) \cdot r_1^p \\ N_r^p(r_2^p) \cdot r_2^p \end{Bmatrix}$  – вектор узловых

реакций элемента;  $[K^p] = \begin{bmatrix} K_{11}^p & K_{12}^p \\ K_{21}^p & K_{22}^p \end{bmatrix}$  – мат-

рица жесткости элемента;  $\{q^p\} = \begin{Bmatrix} U_1^p \\ U_2^p \end{Bmatrix}$  – век-

тор узловых перемещений элемента;

$\{Q^p\} = \begin{Bmatrix} Q_1^p \\ Q_2^p \end{Bmatrix}$  – вектор эквивалентных узловых

нагрузок элемента;

$$K_{11}^p = \frac{E_1 h_1 I_1 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_2 + E_2 h_2 I_3}{(1-\mu^2)(r_2 - r_1)^2} - \frac{2\mu(E_1 h_1 I_4 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_6 + E_2 h_2 I_8)}{(1-\mu^2)(r_2 - r_1)} + \frac{E_1 h_1 I_{14} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{15} + E_2 h_2 I_{16}}{1-\mu^2};$$

$$K_{12}^p = -\frac{E_1 h_1 I_1 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_2 + E_2 h_2 I_3}{(1-\mu^2)(r_2 - r_1)^2} - \frac{\mu(E_1 h_1 I_6 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_8 + E_2 h_2 I_5)}{(1-\mu^2)(r_2 - r_1)} + \frac{E_1 h_1 I_{15} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{16} + E_2 h_2 I_{17}}{1-\mu^2} + \frac{\mu(E_1 h_1 I_4 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_6 + E_2 h_2 I_8)}{(1-\mu^2)(r_2 - r_1)};$$

$$K_{22}^p = \frac{E_1 h_1 I_1 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_2 + E_2 h_2 I_3}{(1-\mu^2)(r_2 - r_1)^2} +$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{2\mu(E_1 h_1 I_6 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_8 + E_2 h_2 I_5)}{(1 - \mu^2)(r_2 - r_1)} + \\
 & + \frac{E_1 h_1 I_{16} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{17} + E_2 h_2 I_{18}}{1 - \mu^2}; \\
 Q_1^p & = \frac{1}{1 - \mu} \left[ E_1 h_1 \alpha_1 \Delta T_1 \left( I_{19} - \frac{I_9}{r_2 - r_1} \right) + \right. \\
 & + (E_1 h_1 (\alpha_1 \Delta T_2 + \alpha_2 \Delta T_1) + (E_1 h_2 + E_2 h_1) \alpha_1 \Delta T_1) \times \\
 & \times \left( I_{21} - \frac{I_{11}}{r_2 - r_1} \right) + (E_1 h_1 \alpha_2 \Delta T_2 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 & \times (\alpha_1 \Delta T_2 + \alpha_2 \Delta T_1) + E_2 h_2 \alpha_1 \Delta T_1) \left( I_{22} - \frac{I_{13}}{r_2 - r_1} \right) + \\
 & + ((E_1 h_2 + E_2 h_1) \alpha_2 \Delta T_2 + E_2 h_2 (\alpha_1 \Delta T_2 + \alpha_2 \Delta T_1)) \times \\
 & \times \left( I_{23} - \frac{I_{12}}{r_2 - r_1} \right) + E_2 h_2 \alpha_2 \Delta T_2 \left( I_{24} - \frac{I_{10}}{r_2 - r_1} \right) \left. \right] + \\
 & + \omega^2 \rho [h_1 I_{25} + h_2 I_{27}]; \\
 Q_2^p & = \frac{1}{1 - \mu} \left[ E_1 h_1 \alpha_1 \Delta T_1 \left( I_{21} + \frac{I_9}{r_2 - r_1} \right) + \right. \\
 & + (E_1 h_1 (\alpha_1 \Delta T_2 + \alpha_2 \Delta T_1) + (E_1 h_2 + E_2 h_1) \alpha_1 \Delta T_1) \times \\
 & \times \left( I_{22} + \frac{I_{11}}{r_2 - r_1} \right) + (E_1 h_1 \alpha_2 \Delta T_2 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 & \times (\alpha_1 \Delta T_2 + \alpha_2 \Delta T_1) + E_2 h_2 \alpha_1 \Delta T_1) \left( I_{23} + \frac{I_{13}}{r_2 - r_1} \right) + \\
 & + ((E_1 h_2 + E_2 h_1) \alpha_2 \Delta T_2 + E_2 h_2 (\alpha_1 \Delta T_2 + \alpha_2 \Delta T_1)) \times \\
 & \times \left( I_{24} + \frac{I_{12}}{r_2 - r_1} \right) + E_2 h_2 \alpha_2 \Delta T_2 \left( I_{20} + \frac{I_{10}}{r_2 - r_1} \right) \left. \right] + \\
 & + \omega^2 \rho [h_1 I_{27} + h_2 I_{26}].
 \end{aligned}$$

Матрица жесткости элемента является симметричной.

Для объединения матричных уравнений всех элементов диска рассмотрены условия равновесия и совместности деформации в узловых точках.

Совершив поэлементное объединение, составлено глобальное матричное уравнение жесткости диска (6):

$$\{N\} = [K]\{q\} - \{Q\}, \quad (6)$$

где  $[K]$  – глобальная матрица жесткости диска;  $\{N\}$  – вектор узловых реакций диска;  $\{q\}$  – вектор узловых перемещений диска;  $\{Q\}$  – вектор эквивалентных узловых нагрузок диска.

Учитывая граничные условия и условия равновесия для всех узлов, записана разрешающая система уравнений (7):

$$[H] \cdot \{q\} = \{P\}, \quad (7)$$

где  $[H]$  – матрица жесткостей конструкции с учетом граничных условий;  $\{q\}$  – вектор узловых смещений с учетом граничных условий;  $\{P\} = \{Q\} + \{R\}$  – вектор полной узловой нагрузки;  $\{R\}$  – вектор внешних узловых сил.

Записанная система (7) представляет собой замкнутую систему из  $n + 1$  уравнений относительно  $n + 1$  неизвестных  $U$ , где  $n$  – число элементов диска. Разрешающая система уравнений (7) позволяет определить искомое узловое смещение и затем рассчитать поля деформаций и напряжений в диске.

Для оценки корректности принятых допущений при выводе уравнений элемента проведены сравнительные расчетные исследования. Для этого на алгоритмическом языке программирования Фортран создана программа по расчету вращающихся неравномерно нагретых дисков с помощью разработанного конечного элемента.

Рассчитаны две конструкции дисков: постоянной толщины и конический диск. Их размеры представлены на рис. 3.

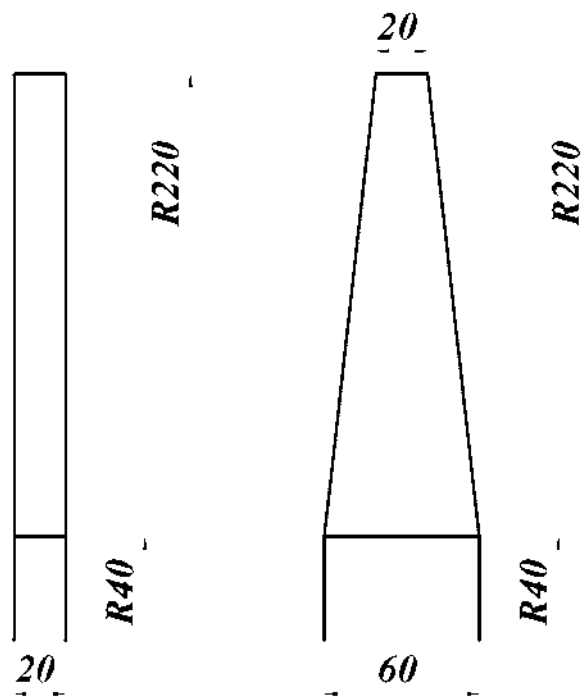


Рис. 3. Исследуемые диски

Сечение каждого диска в радиальном направлении разбито на сорок конечных элементов. Приняты следующие свойства материала:  $E(r) = 2,0 \cdot 10^{11} \dots 1,6 \cdot 10^{11}$  Па ;

$\alpha(r) = 1,6 \cdot 10^{-5} \dots 1,8 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{К}}$  – изменяются линейно по радиусу диска;  $\mu = 0,3$  ;

$\rho = 7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

В расчетах использованы граничные условия свободного (незакрепленного) диска.

Нагружение производилось угловой скоростью  $\omega = 2000 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$  и линейным градиентом температуры  $\Delta T(r) = 200 \dots 400\text{К}$ .

Для сравнения результатов расчетов проведены аналогичные расчеты дисков в системе конечно-элементного анализа ANSYS. В среде ANSYS для моделирования дисков использованы следующие конечные элементы:

- а) осесимметричная оболочка – Shell51;
- б) плоский осесимметричный – Plane42;
- в) трехмерный – Solid45.

Результаты расчетов в срединной плоскости диска постоянной толщины представлены на рис. 4 и 5.



Рис. 4. Распределение радиальных перемещений по радиусу диска

Результаты расчетов в срединной плоскости конического диска представлены на рис. 6 и 7.

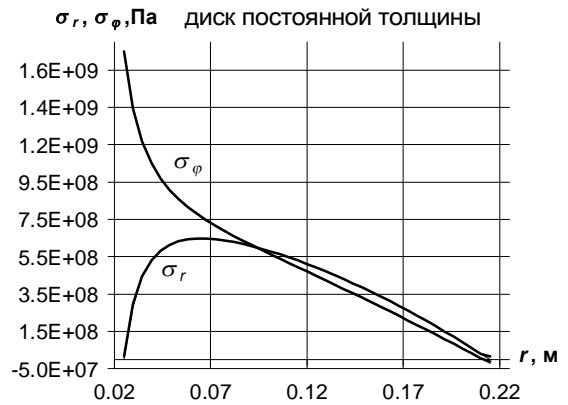


Рис. 5. Распределение радиальных и окружных напряжений по радиусу диска

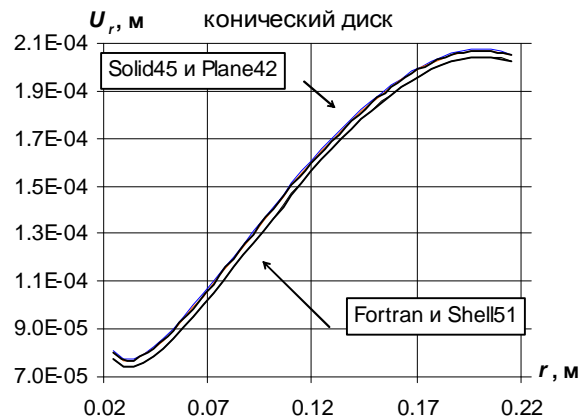


Рис. 6. Распределение радиальных перемещений по радиусу диска

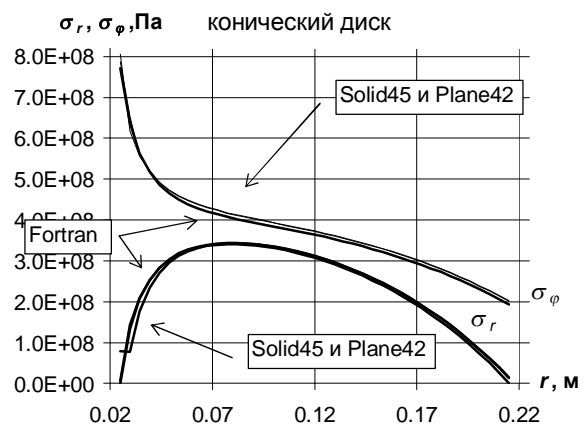


Рис. 7. Распределение радиальных и окружных напряжений по радиусу диска

Анализируя полученные данные, проведена оценка сходимости результатов, полученных при выполнении расчетов с помощью разработанной программы и ANSYS, которая показала, что наибольшее расхождение  $\Delta$  не превышает пяти процентов (табл. 1). Из чего сделан вывод о корректности полученных уравнений элемента.

Таблица 1 - Сравнение результатов

		Расхождение $\Delta$ , %		
		Shell 51	Plane 42	Solid 45
Диск постоянной толщины	$U_r$	0,07	0,21	0,19
	$\sigma_r$	0,23	0,35	0,31
	$\sigma_\phi$	0,18	0,61	0,54
Конический диск	$U_r$	0,08	3,09	2,44
	$\sigma_r$	0,75	4,25	1,64
	$\sigma_\phi$	0,88	2,46	1,89

Кроме того, разработанный конечный элемент точнее рассчитывает напряженно-деформированное состояние диска в зонах центрального отверстия и периферии, чем Ansys. Это связано с тем, что в его основе лежит дифференциальное уравнение, описывающее напряженно-деформированное состояние диска.

Итак, создан одномерный осесимметричный изопараметрический дисковый конечный элемент, на базе него разработана и отлажена программа по расчету вращающихся неравномерно нагретых дисков. Основным преимуществом разработанного конечного элемента является отсутствие численного интегрирования в его матричном уравнении, все интегралы взяты аналитически, то есть заменены алгебраическими выражениями, что существенно снижает машинное время расчета. Также на снижение времени влияет одномерность элемента, так

как интегрирование ведется только по его длине.

Разработанный дисковый конечный элемент позволяет учитывать влияние поля центробежных сил и неравномерного нагрева диска при исследовании динамики рабочих колес ГТД с помощью дискового волнового конечного элемента.

#### Библиографический список

1. Ермаков, А.И. Построение дискового волнового конечного элемента на базе аналитического решения динамической задачи теории упругости для цилиндра /А.И. Ермаков // Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Вестник СГАУ. – Самара: Изд-во СГАУ, 2000. – Вып. 4. - Ч. 2. – С.73-80.

2. Ермаков, А.И. Объемная динамическая модель диска // Проблемы и перспективы развития двигателестроения А.И.Ермаков // Вестник СГАУ. – Самара: Изд-во СГАУ, 2000. – Вып. 4. - Ч. 2. – С.60-73.

#### References

1. Ermakov A.I. Disk harmonic finite element development // Problems and perspectives of propulsion engineering development. SSAU bulletin: symposium / Samara: publishing house SSAU, 2000. –Rel. 4. – P. 73-80.

2. Ermakov A.I. Solid dynamic disk model // Problems and perspectives of propulsion engineering development. SSAU bulletin: symposium / Samara: publishing house SSAU, 2000. – Rel. 4. – P. 60-73.

### CENTRIFUGAL FORCE FIELD EFFECT CONSIDERATION IN DYNAMICS INVESTIGATION OF BLADE WHEELS

© 2009 D. P. Davydov, A. I. Ermakov

Samara State Aerospace University

The disk finite element was developed for structural analysis of rotating nonuniform heated disks from the gas turbine engines. FORTRAN code program was developed for structural analysis of rotating nonuniform heated disks from the gas turbine engines.

*Finite element, disk, matrix, force, displacement, centrifugal force, temperature field, program*

#### Информация об авторах

Давыдов Данила Петрович, ассистент кафедры Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университе-

та. Тел. (846) 267-46-83. E-mail: [davydov-ssau@yandex.ru](mailto:davydov-ssau@yandex.ru). Область научных интересов: динамика и прочность ГТД.

**Ермаков Александр Иванович**, доктор технических наук, профессор кафедры Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 334-79-22. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: динамика и прочность ГТД.

**Davydov Danila Petrovich**, assistant of Aerospace Engines Design Department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-83. E-mail: [davydov-ssau@yandex.ru](mailto:davydov-ssau@yandex.ru). Area of research: dynamics and strength of gas turbine engines.

**Ermakov Alexander Ivanovich**, Doctor of Engineering Science, professor of Aerospace Engines Design Department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 334-79-22. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of research: dynamics and strength of gas turbine engines.

## ДИСКОВЫЙ ВОЛНОВОЙ КОНЕЧНЫЙ ЭЛЕМЕНТ

© 2009 Д. П. Давыдов, А. И. Ермаков

Самарский государственный аэрокосмический университет

Для исследования динамических характеристик рабочих колес ГТД разработан дисковый волновой конечный элемент, представляющий собой кольцевую пластину переменной толщины. С использованием разработанного конечного элемента на алгоритмическом языке программирования Фортран создана программа по расчету собственных частот и форм колебаний вращающихся неравномерно нагретых дисков. Проведены расчетные и экспериментальные исследования собственных частот колебаний дисков.

*Волновой конечный элемент, диск, матрица, собственная частота, комплексная форма, усилие, перемещение*

Для расчета колебаний рабочих колес ГТД разработан дисковый волновой конечный элемент, представляющий собой кольцевую пластину переменной толщины.

В целях достижения высокой точности динамика кольцевой пластины рассмотрена в рамках гипотез модели Тимошенко. Податливость пластины в своей плоскости не учитывалась.

Для кольцевой пластины получены соотношения, связывающие усилия и перемещения в цилиндрической системе координат  $ox\varphi z$  [1]:

$$N_{x\varphi} = \frac{Eh}{2(1+\mu)} \left( \frac{\partial U}{x\partial\varphi} - \frac{V}{x} + \frac{\partial V}{\partial x} \right), \quad (1)$$

$$N_{z\varphi} = \frac{k^2 Eh}{2(1+\mu)} \left( \frac{\partial W}{x\partial\varphi} + \alpha_x \right), \quad (2)$$

$$N_{zx} = \frac{k^2 Eh}{2(1+\mu)} \left( \frac{\partial W}{\partial x} - \alpha_y \right), \quad (3)$$

$$H_x = D \left( \frac{\partial \alpha_x}{x\partial\varphi} - \frac{\alpha_y}{x} - \mu \frac{\partial \alpha_y}{\partial x} \right), \quad (4)$$

$$H_y = D \left( \frac{\partial \alpha_y}{\partial x} - \frac{\mu}{x} \frac{\partial \alpha_x}{\partial\varphi} + \frac{\mu}{x} \alpha_y \right), \quad (5)$$

$$H_{x\varphi} = \frac{D(1-\mu)}{2} \left( \frac{\partial \alpha_x}{\partial x} - \frac{\alpha_x}{x} - \frac{\partial \alpha_y}{x\partial\varphi} \right). \quad (6)$$

Рассмотрены условия равновесия элемента пластины (7-9). На рис. 1. показаны действующие на него динамические усилия и статические силы  $N_x^{cm}$  и  $N_y^{cm}$ . Наличие последних связано с неравномерным по длине нагревом пластины и ее вращением. В процессе колебаний статические силы оста-

ются постоянными как по величине, так и по направлению.

$$\frac{\partial(N_{zx}x)}{\partial x} + \frac{\partial N_{z\varphi}}{\partial\varphi} - xh\rho \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = 0, \quad (7)$$

$$\frac{\partial(H_{x\varphi}x)}{\partial x} - H_{x\varphi} + \frac{\partial H_x}{\partial\varphi} - N_{z\varphi}x - N_y^{cm}x\alpha_x - \frac{h^3x}{12}\rho \frac{\partial^2 \alpha_x}{\partial t^2} = 0, \quad (8)$$

$$\frac{\partial(H_yx)}{\partial x} + N_{zx}x + H_x + \frac{\partial(H_{\varphi x}x)}{x\partial\varphi} - N_x^{cm}x\alpha_y - \frac{h^3x}{12}\rho \frac{\partial^2 \alpha_y}{\partial t^2} = 0. \quad (9)$$

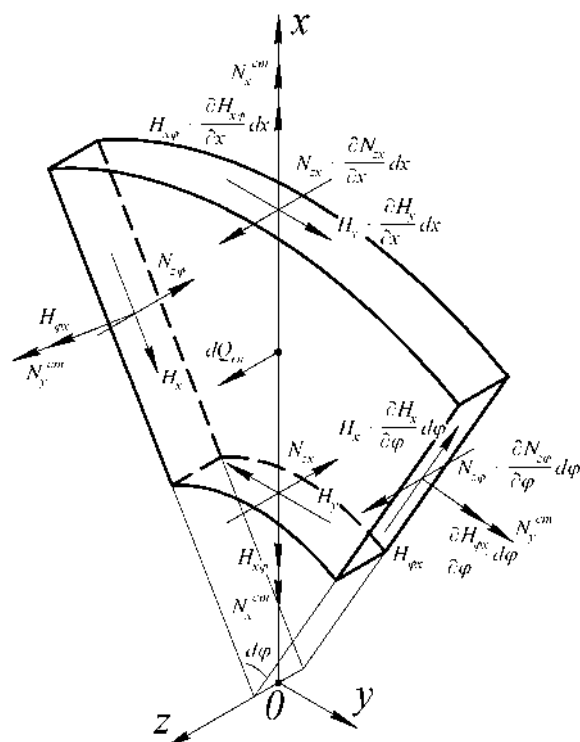


Рис. 1. Кольцевой элемент пластины



В соответствии с [1] усилия и перемещения представлены в комплексной форме в виде волн:  $N_{zx} = Q_z e^{im\varphi} e^{ipt}$ ;  
 $H_{x\varphi} = M_x e^{im\varphi} e^{ipt}$ ,  $H_y = M_y e^{im\varphi} e^{ipt}$ ;  
 $W = q_z e^{im\varphi} e^{ipt}$ ,  $\alpha_x = \beta_x e^{im\varphi} e^{ipt}$ ,  $\alpha_y = \beta_y e^{im\varphi} e^{ipt}$ ,  
 где  $Q_z, M_x, M_y, q_z, \beta_x, \beta_y$  – амплитуды волн.

Совместное решение приведенных выше уравнений, позволило получить определяющую систему дифференциальных уравнений, описывающую колебания кольцевой пластины в рамках гипотез Тимошенко. Она описывает динамику диска в глобальной системе координат и выглядит следующим образом:

$$\begin{pmatrix} \frac{dQ_z}{dx} \\ \frac{dM_y}{dx} \\ \frac{dM_x}{dx} \end{pmatrix} = [A] \begin{pmatrix} q_z \\ \beta_y \\ \beta_x \end{pmatrix} + [B] \begin{pmatrix} \frac{dq_z}{dx} \\ \frac{d\beta_y}{dx} \\ \frac{d\beta_x}{dx} \end{pmatrix}, \quad \text{где}$$

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{11} & 0 & a_{13} \\ 0 & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix}; \quad [B] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ 0 & b_{32} & b_{33} \end{bmatrix};$$

$$a_{11} = \frac{m^2}{x} \frac{k^2 Eh}{2(1+\mu)} - h\rho p^2 x; \quad a_{13} = -im \frac{k^2 Eh}{2(1+\mu)};$$

$$a_{22} = \frac{D}{x} + \frac{m^2 D(1-\mu)}{2} + N_x^{cm} x + \frac{k^2 Eh}{2(1+\mu)} x - \frac{h^3 x}{12} \rho p^2; \quad a_{23} = -i \frac{m}{2x} D(3-\mu);$$

$$a_{31} = im \frac{k^2 Eh}{2(1+\mu)}; \quad a_{32} = im \frac{1}{2} D(3-\mu);$$

$$a_{33} = \frac{m^2}{x} D + \frac{D(1-\mu)}{2x} + \frac{k^2 Eh}{2(1+\mu)} x + N_y^{cm} x - \frac{h^3 x}{12} \rho p^2; \quad b_{21} = -\frac{k^2 Eh}{2(1+\mu)} x; \quad b_{22} = \mu D;$$

$$b_{23} = im \frac{1}{2} D(1-\mu); \quad b_{32} = im \mu D;$$

$$b_{33} = -\frac{1}{2} D(1-\mu).$$

Используя полученную систему уравнений, построен дисковый волновой конечный элемент. При построении системы

уравнений элемента применялся метод Галеркина:

$$\int_{x_1}^{x_2} F_j \begin{pmatrix} \frac{dQ_z}{dx} \\ \frac{dM_y}{dx} \\ \frac{dM_x}{dx} \end{pmatrix} dx = \int_{x_1}^{x_2} F_j \left( [A] \begin{pmatrix} q_z \\ \beta_y \\ \beta_x \end{pmatrix} + [B] \begin{pmatrix} \frac{dq_z}{dx} \\ \frac{d\beta_y}{dx} \\ \frac{d\beta_x}{dx} \end{pmatrix} \right) dx,$$

$x_1, x_2$  – границы конечного элемента;  $F_j$  – функции формы ( $j = 1, 2$ ).

Построение матрицы формы (10) основано на допущении о линейном изменении упругих смещений по длине элемента.

$$[F] = [F_1, F_2] = \begin{bmatrix} \frac{x_2 - x}{\Delta x} & \frac{x - x_1}{\Delta x} \end{bmatrix}. \quad (10)$$

После интегрирования системы получено матричное уравнение волновых динамических жесткостей (11) дискового конечного элемента в аналитическом виде.

$$\{Q\} = [H] \{q\}. \quad (11)$$

$[H]$  – матрица комплексных волновых динамических жесткостей, устанавливающая связь между комплексными амплитудами волн реакций  $\{Q\}$ , возникающих на границах элемента и комплексными амплитудами волн перемещений  $\{q\}$  этих границ. Коэффициенты матрицы  $[H]$  являются функциями от частоты колебаний рабочего колеса  $p$ :  $[H] = [D] - p^2 [M]$ .

$$[D] = \begin{bmatrix} D_{11} & \dots & D_{16} \\ \dots & \dots & \dots \\ D_{61} & \dots & D_{66} \end{bmatrix} \quad - \quad \text{комплексная}$$

матрица статических жесткостей элемента, где

$$D_{11} = \frac{k^2}{2\Delta r^2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_1 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_2 + E_2 h_2 I_3) + \frac{m^2 k^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{14} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{15} + E_2 h_2 I_{16});$$

$$D_{12} = \frac{k^2}{2\Delta r(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{33} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{31} + E_2 h_2 I_{32});$$

$$D_{13} = -i \frac{mk^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{35} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{28} +$$

$$\begin{aligned}
 &+ E_2 h_2 I_{30}); \\
 D_{14} &= \frac{-k^2}{2\Delta r^2(1+\mu)}(E_1 h_1 I_1 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_2 + \\
 &+ E_2 h_2 I_3) + \frac{m^2 k^2}{2(1+\mu)}(E_1 h_1 I_{15} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{16} + \\
 &+ E_2 h_2 I_{17}); \\
 D_{15} &= \frac{k^2}{2\Delta r(1+\mu)}(E_1 h_1 I_{31} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{32} + \\
 &+ E_2 h_2 I_{34}); \\
 D_{16} &= -i \frac{mk^2}{2(1+\mu)}(E_1 h_1 I_{28} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{30} + \\
 &+ E_2 h_2 I_{29}); \\
 D_{22} &= \frac{1}{12\Delta r(1-\mu^2)} \left( E_1 h_1^3 \left( \frac{I_9}{\Delta r} - 2\mu I_{19} + \Delta r I_{37} \times \right. \right. \\
 &\times \left. \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \right) + h_1^2 (3E_1 h_2 + E_2 h_1) \left( \frac{I_{11}}{\Delta r} - \right. \\
 &- 2\mu I_{21} + \Delta r I_{38} \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \left. \right) + 3h_1 h_2 (E_1 h_2 + \\
 &+ E_2 h_1) \left( \frac{I_{13}}{\Delta r} - 2\mu I_{22} + \Delta r I_{39} \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \right) + \\
 &+ h_2^2 (E_1 h_2 + 3E_2 h_1) \left( \frac{I_{12}}{\Delta r} - 2\mu I_{23} + \Delta r I_{40} \left( 1 + \right. \right. \\
 &\left. \left. + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \right) + E_2 h_2^3 \left( \frac{I_{10}}{\Delta r} - 2\mu I_{24} + \Delta r I_{42} \left( 1 + \right. \right. \\
 &\left. \left. + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \right) \left. \right) + \frac{k^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_9 + (E_1 h_2 + \\
 &+ E_2 h_1) I_{11} + E_2 h_2 I_{13}) + N_{x1}^{cm} I_{33} + N_{x2}^{cm} I_{31}; \\
 D_{23} &= -i \frac{m}{24\Delta r(1-\mu^2)} (E_1 h_1^3 ((1-3\mu) I_{19} + \\
 &+ \Delta r (3-\mu) I_{37}) + h_1^2 (3E_1 h_2 + E_2 h_1) ((1-3\mu) I_{21} + \\
 &+ \Delta r (3-\mu) I_{38}) + 3h_1 h_2 (E_1 h_2 + E_2 h_1) ((1-3\mu) \times \\
 &\times I_{22} + \Delta r (3-\mu) I_{39}) + h_2^2 (E_1 h_2 + 3E_2 h_1) ((1- \\
 &- 3\mu) I_{23} + \Delta r (3-\mu) I_{40}) + E_2 h_2^3 ((1-3\mu) I_{24} + \\
 &+ \Delta r (3-\mu) I_{42})); \\
 D_{24} &= \frac{-k^2}{2\Delta r(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{33} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{31} + \\
 &+ E_2 h_2 I_{32});
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D_{25} &= \frac{1}{12\Delta r(1-\mu^2)} \left( E_1 h_1^3 \left( \frac{-I_9}{\Delta r} - (I_{21} - I_{19}) \mu + \right. \right. \\
 &+ \Delta r I_{38} \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \left. \right) + h_1^2 (3E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 &\times \left( \frac{-I_{11}}{\Delta r} - (I_{22} - I_{21}) \mu + \Delta r I_{39} \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \right) + \\
 &+ 3h_1 h_2 (E_1 h_2 + E_2 h_1) \left( \frac{-I_{13}}{\Delta r} - (I_{23} - I_{22}) \mu + \Delta r \times \right. \\
 &\times I_{40} \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \left. \right) + h_2^2 (E_1 h_2 + 3E_2 h_1) \times \\
 &\times \left( \frac{-I_{12}}{\Delta r} - (I_{24} - I_{23}) \mu + \Delta r I_{42} \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \right) + \\
 &+ E_2 h_2^3 \left( \frac{-I_{10}}{\Delta r} - (I_{20} - I_{24}) \mu + \Delta r I_{43} \left( 1 + \right. \right. \\
 &\left. \left. + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \right) \left. \right) + \frac{k^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{11} + (E_1 h_2 + \\
 &+ E_2 h_1) I_{13} + E_2 h_2 I_{12}) + N_{x1}^{cm} I_{31} + N_{x2}^{cm} I_{32}; \\
 D_{26} &= i \frac{m}{24\Delta r(1-\mu^2)} (E_1 h_1^3 ((1-\mu) I_{19} + 2\mu I_{21} - \\
 &- \Delta r (3-\mu) I_{38}) + h_1^2 (3E_1 h_2 + E_2 h_1) ((1-\mu) I_{21} + \\
 &+ 2\mu I_{22} - \Delta r (3-\mu) I_{39}) + 3h_1 h_2 (E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 &\times ((1-\mu) I_{22} + 2\mu I_{23} - \Delta r (3-\mu) I_{40}) + h_2^2 (E_1 h_2 + \\
 &+ 3E_2 h_1) ((1-\mu) I_{23} + 2\mu I_{24} - \Delta r (3-\mu) I_{42}) + \\
 &+ E_2 h_2^3 ((1-\mu) I_{24} + 2\mu I_{20} - \Delta r (3-\mu) I_{43})); \\
 D_{33} &= \frac{1}{24\Delta r(1+\mu)} \left( E_1 h_1^3 \left( \frac{I_9}{\Delta r} + 2I_{19} + I_{37} \Delta r \times \right. \right. \\
 &D_{34} &= i \frac{mk^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{28} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{30} + \\
 &+ E_2 h_2 I_{29}); \\
 D_{35} &= i \frac{m}{24\Delta r(1-\mu^2)} (E_1 h_1^3 ((1-\mu) I_{21} + 2\mu I_{19} + \\
 &+ \Delta r (3-\mu) I_{38}) + h_1^2 (3E_1 h_2 + E_2 h_1) ((1-\mu) I_{22} + \\
 &+ 2\mu I_{21} + \Delta r (3-\mu) I_{39}) + 3h_1 h_2 (E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 &\times ((1-\mu) I_{23} + 2\mu I_{22} + \Delta r (3-\mu) I_{40}) + h_2^2 (E_1 h_2 + \\
 &+ 3E_2 h_1) ((1-\mu) I_{24} + 2\mu I_{23} + \Delta r (3-\mu) I_{42}) + \\
 &+ E_2 h_2^3 ((1-\mu) I_{20} + 2\mu I_{24} + \Delta r (3-\mu) I_{43}));
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D_{36} = & \frac{1}{24\Delta r(1+\mu)} \left( E_1 h_1^3 \left( \frac{-I_9}{\Delta r} + I_{21} - I_{19} + I_{38} \times \right. \right. \\
 & \times \Delta r \left( 1 + \frac{2m^2}{1-\mu} \right) \left. \right) + h_1^2 (3E_1 h_2 + E_2 h_1) \left( \frac{-I_{11}}{\Delta r} + \right. \\
 & + I_{22} - I_{21} + I_{39} \Delta r \left( 1 + \frac{2m^2}{1-\mu} \right) \left. \right) + 3h_1 h_2 (E_1 h_2 + \\
 & + E_2 h_1) \left( \frac{-I_{13}}{\Delta r} + I_{23} - I_{22} + I_{40} \Delta r \left( 1 + \frac{2m^2}{1-\mu} \right) \right) + \\
 & + h_2^2 (E_1 h_2 + 3E_2 h_1) \left( \frac{-I_{12}}{\Delta r} + I_{24} - I_{23} + I_{42} \Delta r \left( 1 + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{2m^2}{1-\mu} \right) \right) + E_2 h_2^3 \left( \frac{-I_{10}}{\Delta r} + I_{20} - I_{24} + I_{43} \Delta r \left( 1 + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{2m^2}{1-\mu} \right) \right) \left. \right) + \frac{k^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{11} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 & \times I_{13} + E_2 h_2 I_{12}) + N_{y1}^{cm} I_{31} + N_{y2}^{cm} I_{32}; \\
 D_{44} = & \frac{k^2}{2\Delta r^2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_1 + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_2 + \\
 & + E_2 h_2 I_3) + \frac{m^2 k^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{16} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 & \times I_{17} + E_2 h_2 I_{18}); \\
 D_{45} = & \frac{-k^2}{2\Delta r(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{31} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{32} + \\
 & + E_2 h_2 I_{34}); \\
 D_{46} = & -i \frac{mk^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{30} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{29} + \\
 & + E_2 h_2 I_{36}); \\
 D_{55} = & \frac{1}{12\Delta r(1-\mu^2)} \left( E_1 h_1^3 \left( \frac{I_9}{\Delta r} + 2\mu I_{21} + \right. \right. \\
 & + \Delta r I_{39} \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \left. \right) + h_1^2 (3E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 & \times \left( \frac{I_{11}}{\Delta r} + 2\mu I_{22} + \Delta r I_{40} \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \right) + \\
 & + 3h_1 h_2 (E_1 h_2 + E_2 h_1) \left( \frac{I_{13}}{\Delta r} + 2\mu I_{23} + \Delta r \times \right. \\
 & \times I_{42} \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \left. \right) + h_2^2 (E_1 h_2 + 3E_2 h_1) \times \\
 & \times \left( \frac{I_{12}}{\Delta r} + 2\mu I_{24} + \Delta r I_{43} \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \right) +
 \end{aligned}$$

$$+ E_2 h_2^3 \left( \frac{I_{10}}{\Delta r} + 2\mu I_{20} + \Delta r I_{41} \left( 1 + \frac{m^2(1-\mu)}{2} \right) \right) \left. \right) +$$

$$+ \frac{k^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{13} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) I_{12} + \\
 + E_2 h_2 I_{10}) + N_{x1}^{cm} I_{32} + N_{x2}^{cm} I_{34};$$

$$\begin{aligned}
 D_{56} = & i \frac{m}{24\Delta r(1-\mu^2)} (E_1 h_1^3 ((1-3\mu)I_{21} - \\
 & - \Delta r(3-\mu)I_{39}) + h_1^2 (3E_1 h_2 + E_2 h_1) ((1-3\mu)I_{22} - \\
 & - \Delta r(3-\mu)I_{40}) + 3h_1 h_2 (E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 & \times ((1-3\mu)I_{23} - \Delta r(3-\mu)I_{42}) + h_2^2 (E_1 h_2 + \\
 & + 3E_2 h_1) ((1-3\mu)I_{24} - \Delta r(3-\mu)I_{43}) + \\
 & + E_2 h_2^3 ((1-3\mu)I_{20} - \Delta r(3-\mu)I_{41}));
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D_{66} = & \frac{1}{24\Delta r(1+\mu)} \left( E_1 h_1^3 \left( \frac{I_9}{\Delta r} - 2I_{21} + I_{39} \times \right. \right. \\
 & \times \Delta r \left( 1 + \frac{2m^2}{1-\mu} \right) \left. \right) + h_1^2 (3E_1 h_2 + E_2 h_1) \left( \frac{I_{11}}{\Delta r} - \right. \\
 & - 2I_{22} + I_{40} \Delta r \left( 1 + \frac{2m^2}{1-\mu} \right) \left. \right) + 3h_1 h_2 (E_1 h_2 + \\
 & + E_2 h_1) \left( \frac{I_{13}}{\Delta r} - 2I_{23} + I_{42} \Delta r \left( 1 + \frac{2m^2}{1-\mu} \right) \right) +
 \end{aligned}$$

$$+ h_2^2 (E_1 h_2 + 3E_2 h_1) \left( \frac{I_{12}}{\Delta r} - 2I_{24} + I_{43} \Delta r \left( 1 + \right. \right. \\
 \left. \left. + \frac{2m^2}{1-\mu} \right) \right) + E_2 h_2^3 \left( \frac{I_{10}}{\Delta r} - 2I_{20} + I_{41} \Delta r \left( 1 + \right. \right. \\
 \left. \left. + \frac{2m^2}{1-\mu} \right) \right) \left. \right) + \frac{k^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{13} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 \times I_{12} + E_2 h_2 I_{10}) + N_{y1}^{cm} I_{32} + N_{y2}^{cm} I_{34}.$$

$$+ \frac{k^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{13} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 \times I_{12} + E_2 h_2 I_{10}) + N_{y1}^{cm} I_{32} + N_{y2}^{cm} I_{34}.$$

$$\left. \right) + \frac{k^2}{2(1+\mu)} (E_1 h_1 I_{13} + (E_1 h_2 + E_2 h_1) \times \\
 \times I_{12} + E_2 h_2 I_{10}) + N_{y1}^{cm} I_{32} + N_{y2}^{cm} I_{34}.$$

$$[M] = \begin{bmatrix} M_{11} & \cdots & M_{16} \\ \cdots & \cdots & \cdots \\ M_{61} & \cdots & M_{66} \end{bmatrix} - \text{матрица масс}$$

элемента,

где  $M_{44} = \rho(h_1 I_{32} + h_2 I_{34})$ ;

$M_{11} = \rho(h_1 I_{33} + h_2 I_{31})$ ;  $M_{14} = \rho(h_1 I_{31} + h_2 I_{32})$ ;

$M_{22} = \frac{\rho}{12} (h_1^3 I_{44} + 3h_1 h_2 (h_1 I_{45} + h_2 I_{48}) + h_2^3 I_{49})$ ;

$M_{25} = \frac{\rho}{12} (h_1^3 I_{45} + 3h_1 h_2 (h_1 I_{48} + h_2 I_{49}) + h_2^3 I_{46})$ ;

$M_{33} = \frac{\rho}{12} (h_1^3 I_{44} + 3h_1 h_2 (h_1 I_{45} + h_2 I_{48}) + h_2^3 I_{49})$ ;

$$M_{36} = \frac{\rho}{12} (h_1^3 I_{45} + 3h_1 h_2 (h_1 I_{48} + h_2 I_{49}) + h_2^3 I_{46});$$

$$M_{55} = \frac{\rho}{12} (h_1^3 I_{48} + 3h_1 h_2 (h_1 I_{49} + h_2 I_{46}) + h_2^3 I_{47});$$

$$M_{66} = \frac{\rho}{12} (h_1^3 I_{48} + 3h_1 h_2 (h_1 I_{49} + h_2 I_{46}) + h_2^3 I_{47});$$

$$M_{12} = M_{13} = M_{15} = M_{16} = M_{23} = M_{24} = \\ = M_{26} = M_{34} = M_{35} = M_{45} = M_{46} = M_{56} = 0.$$

Матрица  $[H]$  является эрмитовой. Её самосопряженность отражает одно из основных свойств спектра собственных движений поворотно-симметричных систем, проявляющихся в существовании сдвига в окружном направлении между волнами различных компонентов усилий и перемещений.

Совершив поэлементное объединение, составляется глобальное уравнение волновых динамических жесткостей диска.

С использованием разработанного конечного элемента на алгоритмическом языке программирования Фортран создана программа по расчету собственных частот и форм колебаний вращающихся неравномерно нагретых дисков.

Для подтверждения корректности полученных уравнений проведены расчетные и экспериментальные исследования собственных частот колебаний двух дисков постоянной толщины. Первый имел внутренний и внешний радиусы соответственно 25 мм и 90 мм, второй – 15 мм и 62,5 мм. Толщины у обоих дисков составляли 25 мм. Результаты исследований представлены в табл. 1, 2.

Таблица 1 – Собственные частоты колебаний диска с внешним радиусом 90 мм

Частота, Гц	Число волн деформаций			
	2	3	4	5
Расчет	3816	8278	13379	18920
Эксперимент	3811	8220	13327	18790
Погрешность, %	0,13	0,71	0,39	0,69

Таблица 2 – Собственные частоты колебаний диска с внешним радиусом 62,5 мм

Частота, Гц	Число волн деформаций			
	0	2	3	4
Расчет	11279	6915	15297	24085
Эксперимент	11168	6850	15131	23730
Погрешность, %	0,99	0,95	1,1	1,5

Из приведенных в таблицах данных хорошо видно, что рассчитанные и экспериментально определенные собственные частоты хорошо согласуются.

Разработанный дисковый волновой конечный элемент позволяет рассчитывать динамические характеристики дисков рабочих колес. Элемент учитывает неравномерный по длине нагрев, действие поля центробежных сил, а также окружные сдвиги между волнами компонентов усилий и перемещений. Главным преимуществом разработанного конечного элемента является отсутствие численного интегрирования при вычислении комплексных матриц волновых жесткостей и обобщенных масс, что существенно снижает машинное время расчета. Кроме того, на снижение времени влияет одномерность элемента.

Дисковый волновой конечный элемент реализован в виде вычислительной программы на языке Фортран.

### Библиографический список

1. Ермаков, А.И. Построение оболочечного волнового конечного элемента / А.И. Ермаков // Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Вестник СГАУ. Самара: Изд-во СГАУ, 2000. – Вып. 4. -Ч. 2. – С.72-84.

2. Иванов, В.П. Колебания рабочих колес турбомашин / В.П. Иванов.- М.: Машиностроение, 1983. - 224с.

### References

1. Ermakov A.I. Shell harmonic finite element development // Problems and perspectives of propulsion engineering development. SSAU bulletin: publishing house SSAU, 2000. –Rel. 4 – P. 72-84.

2. Ivanov V.P. Vibration of blade wheels. Moscow.: «Mashinostroenie» (Mechanical engineering), 1983. – 224p.

## DISK HARMONIC FINITE ELEMENT

© 2009 D. P. Davydov, A. I. Ermakov

Samara State Aerospace University

The disk harmonic finite element was developed. FORTRAN code program was developed for modal analysis of rotating nonuniform heated disks from the gas turbine engines. Natural frequencies of disks were explored.

*Harmonic finite element, disk, matrix, natural frequency, complex form, force, displacement*

### Информация об авторах

**Давыдов Данила Петрович**, ассистент кафедры Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-83. E-mail: [davydov-ssau@yandex.ru](mailto:davydov-ssau@yandex.ru). Область научных интересов: динамика и прочность ГТД.

**Ермаков Александр Иванович**, доктор технических наук, профессор кафедры Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 334-79-22. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: динамика и прочность ГТД.

**Davydov Danila Petrovich**, assistant of Aerospace Engines Design Department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-83. E-mail: [davydov-ssau@yandex.ru](mailto:davydov-ssau@yandex.ru). Area of research: dynamics and strength of gas turbine engines.

**Ermakov Alexander Ivanovich**, Doctor of Engineering Science, professor of Aerospace Engines Design Department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 334-79-22. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of research: dynamics and strength of gas turbine engines.

УДК 621.438.082

## **ПОВЫШЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ ГОРЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДЛЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

© 2009 Е. В. Лутошкин, М. Г. Роуз, С. Штаудахер

Институт авиационных двигателей Университет Штутгарта, Германия

Установлено, что, несмотря на свою простоту, квазиизобарное установившееся горение в газотурбинном двигателе имеет ряд существенных недостатков. В высокой степени необратимый процесс подвода тепла совместно с неизбежными потерями давления полного торможения очевидно приводят к ухудшению характеристик двигателя и ограничивают эффективность термодинамического цикла. Этот недостаток, присущий традиционному горению в газотурбинных двигателях, может быть в значительной степени нивелирован применением горения с повышением давления. Основным преимуществом камер сгорания с повышением давления является то, что может быть существенно увеличена эффективность термодинамического цикла, величина которой главным образом будет зависеть от выбора конкретного конструктивного исполнения. Термодинамическое преимущество горения с повышением давления проанализировано и представлено как функция степени повышения давления в камерах сгорания для различных схем газотурбинных двигателей. Целью этой статьи является обобщение результатов научных исследований, проведенных в данной сфере. Производится оценка предлагаемого процесса горения с повышением давления по таким критериям как эффективность, сложность исполнения и применения в газотурбинном двигателе.

*Газотурбинный двигатель, термодинамическая эффективность, горение с повышением давления*

В последние два десятилетия все большее внимание уделяется схемам реактивных двигателей и газовых турбин, в которых применяется горение с повышением давления, в основном благодаря их высокой теоретической эффективности и низкой эмиссии вредных веществ. Эта идея не нова и появилась еще в начале прошлого века, когда были созданы двигатель Holzwarth (1906), двигатель Marconnet и экспериментальная газовая турбина Karavodine (1908) [1,2,4,22]. В ответ на сложные технологические задачи были разработаны особые варианты конструкции и реализованы сложные циклы работы, как для силовых установок, так и для аэрокосмических нужд. В свете растущего внимания к возможностям применения горения с повышением давления со стороны двигателестроительной промышленности и исследовательских институтов следует особенно подчеркнуть значимость этих первых трудов.

Термодинамическая эффективность газовых турбин определяется суммарно степенью повышения давления (overall pressure ratio, OPR), эффективностью узлов и температурой на входе в турбину (turbine entry temperature, TET). В настоящее время OPR ограничивается требованиями габаритов и веса, предъявляемыми к

двигателю, и сроком службы диска компрессора высокого давления (high pressure compressor, HPC). Эффективность узлов турбомшины достигает порядка 90%. Тем не менее возможно дальнейшее повышение их эффективности путем аэродинамической оптимизации, однако не более чем на 2%. Предельная величина TET в настоящий момент определяется термостойкостью лопаток турбины высокого давления (high pressure turbine, HPT). В следствие чего реальное улучшение термодинамической эффективности газовой турбины возможно в ближайшем будущем всего лишь на 1-2%.

Одним из методов достижения существенного улучшения эффективности газовой турбины является повышение давления вдоль камеры сгорания.

Термодинамический выигрыш такого изменения цикла представлен графически в координатах энтальпии-энтропии (h,s) на рис.1.

Термодинамический цикл традиционной газовой турбины, где используется квазиизобарная камера сгорания с установившимся горением, описывается процессом Джоуля (Joule Process) (2-3-4-5).

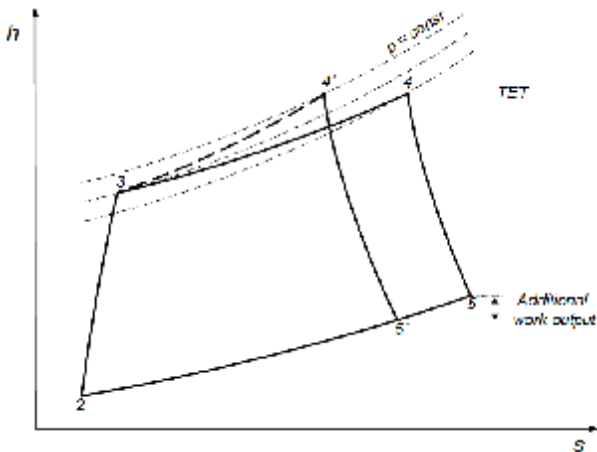


Рис.1. Рабочий цикл традиционного газотурбинного двигателя (2-3-4-5) и двигателя с камерой сгорания с повышением давления (2-3-4'-5')

Основное преимущество горения с повышением давления видно в сравнении традиционного цикла с измененным, где используется горение с повышением давления (2-3-4'-5'). Равное значение энтальпии в точках 4 и 4' подразумевает определенное значение температуры на входе в турбину, и, следовательно, в обоих процессах подводится одинаковое количество теплоты. Горение с повышением давления ( $p_{4'} > p_4$ ) позволяет уменьшить энтропию процесса, что приводит к увеличению полезной работы, вырабатываемой на турбине. Т.к. работа по

сжатию и подводимое тепло в обоих процессах одинаковы, то цикл с повышением давления обладает большей термодинамической эффективностью, что в свою очередь снижает удельный расход топлива (specific fuel consumption, SFC).

Теоретический потенциал увеличения эффективности газовой турбины с применением горения с повышением давления представлен на рис.2. Произведена оценка термодинамической эффективности, на графике она представлена как функция степени сжатия компрессора ( $p_3/p_2$ ) для различных значений степени повышения давления в камере сгорания  $r = p_4/p_3$ . При расчете были сделаны следующие допущения: постоянные удельные потоки тепла, постоянство температуры на входе в компрессор  $T_2$  и температура на входе в турбину  $T_4 = T_{ET}$  и заданные КПД узлов, как указано на рис.2. Как результат, эффективность измененного цикла увеличивается с увеличением степени сжатия компрессора. Однако выигрыш уменьшается по мере увеличения степени сжатия компрессора и отношения температур цикла. Подобное поведение функции было описано ранее и в других работах [3,9,14,15,22].

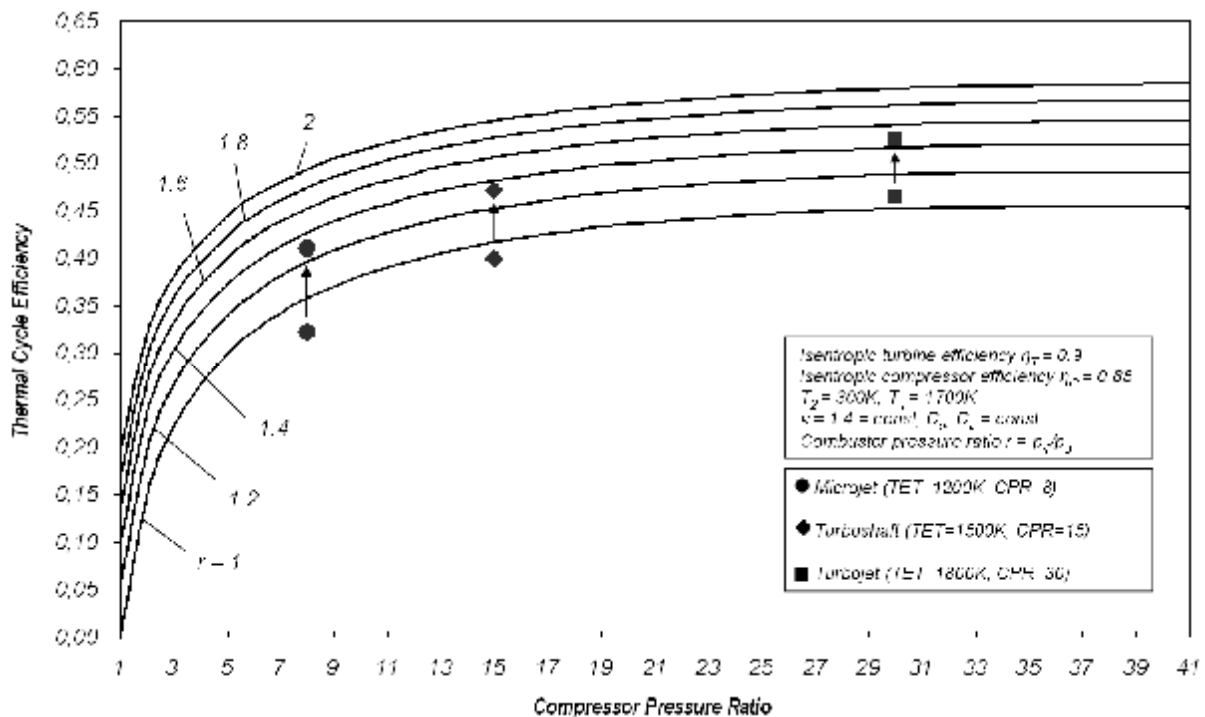


Рис.2. Термическая эффективность газовой турбины как функция степени сжатия компрессора  $p_3/p_2$  с учетом различных степеней повышения давления в камере сгорания  $r = p_4/p_3$

### Механизмы подвода тепла

Обычно процесс горения в газотурбинных двигателях протекает при постоянном давлении. Газовая турбина, как лопаточная машина, работает в установившемся газовом потоке и требуется установившийся процесс подвода тепла. Горение при постоянном давлении полностью удовлетворяет данной потребности. Однако, несмотря на простоту организации горения при постоянном давлении, этот процесс имеет серьезный недостаток. Недавние исследования различных систем газовых турбин позволило обнаружить, что горение является основной причиной потери эксергии<sup>1</sup> в двигателе [25,26]. Эти потери делятся на две составляющие. Одна составляющая связана с уменьшением давления из-за трения и потерь расширения струй воздуха на входе и подводом теплоты на дозвуковых скоростях. Другая, основная часть, возникает из-за необратимости подвода тепла при постоянном давлении. Горение, происходящее при постоянном давлении, полностью преобразует подводимое тепло во внутреннюю энергию (хаотичное движение молекул) рабочего тела. Это преобразование химической энергии в тепло характеризуется максимально возможным увеличением энтропии [20].

В итоге, потери эксергии в камере сгорания составляет до 30% полной эксергии привносимой в цикл вместе с топливом [25,26]. Это обстоятельство существенно ограничивает эффективность газовой турбины.

Эффективность поршневого двигателя, например, двигателя Отто, обычно выше чем у газотурбинного двигателя, работающего при постоянном давлении [5,6,14]. Это следует из более высокой температуры горения и вследствие повышения давления в процессе горения при постоянном объеме [14]. При идеализированном горении в постоянном объеме часть химической энергии топлива непосредственно

превращается в механическую энергию, повышая давление рабочего тела [5]. Теоретически эта механическая энергия может быть полностью изъята из рабочего тела при помощи идеального поршня или турбины. Соответственно, рост энтропии при горении в постоянном объеме меньше благодаря меньшей необратимости процесса превращения энергии.

Повышение давления между входом и выходом камеры сгорания может быть реализовано двумя основными путями. Первый способ предполагает создание некоторую степень предварительного сжатия до зоны горения. Следовательно, увеличивается давление подачи топлива. Этот процесс известен как «надстройка цикла» [3,17,22] и проиллюстрирован на рис.3а. При «надстройке цикла» горение происходит при обычной камере сгорания при постоянном давлении, т.о. не происходит каких-либо значительных изменений в термодинамическом цикле. Напротив, изменение процесса горения требует изменения обычного процесса, протекающего при постоянном давлении, так, чтобы повышение давления было бы результатом самого горения. Это требование выполняется при горении в постоянном объеме, при котором протекает замечательное термодинамическое явление – автоматическое повышение давления [20].

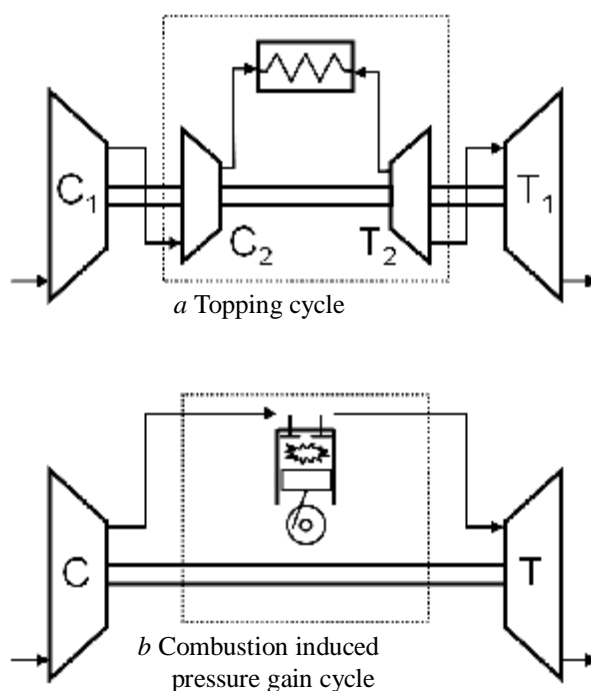


Рис.3. Схема камеры с повышением давления

<sup>1</sup> Максимальная полезная работа, которая может быть получена от системы при заданных внешних условиях. Потери эксергии напрямую связаны с повышением энтропии.



Такой тип камеры сгорания представлен поршневым двигателем на рис.3б. Следовательно, необходимым условием для горения с повышением давления является то, чтобы рабочее тело было ограничено неким объемом хотя бы в некоторый момент процесса горения. Применение этого подхода означает, что в некоторой степени горение в двигателе будет неустановившимся [4]. Основная задача камеры сгорания с повышением давления является наложением неустановившегося режима горения на установившийся поток рабочего тела, поступающего из-за компрессора. При этом будет происходить падение температуры и давления рабочего тела, что, однако, не окажет негативного влияния на эффективность турбомашин.

**Типы камер сгорания с повышением давления**

Существует множество конструкций камер сгорания с повышением давления, и они могут быть классифицированы в соответствии с реализуемым в них механизмом повышения давления.

Выделяется пять типов, краткая информация о которых приводится ниже. Основная особенность всех типов камер сгорания с повышением давления является то, что по сути все они имеют режим неустановившегося течения.

**Элементарные камеры сгорания с горением при постоянном объеме**

Идеализированная газовая турбина, имеющая камеру сгорания с горением при постоянном объеме, схематично представлена на рис.4. Клапаны на входе и выходе камеры сгорания контролируют поток рабочего тела за компрессором и перед турбиной. В момент горения газ механически ограничен внутри камеры сгорания, таким образом возникает значительное повышение давления и температуры.

Kentfield и O'Blenes [9] проанализировали эффективность работы камеры сгорания с горением при постоянном объеме без предварительного сжатия. Зависимость достигаемой степени повышения давления ( $p_4/p_3$ ) от соответствующей степени

повышения температуры ( $T_4/T_3$ ) представлена на рис.5, при этом не происходит никаких потерь.

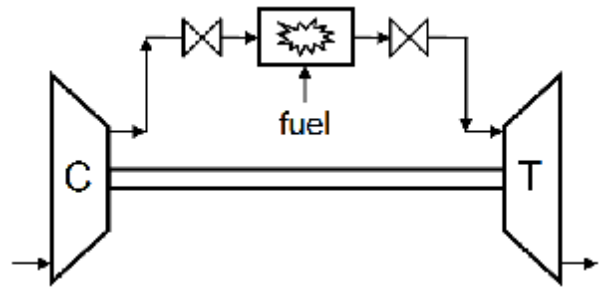


Рис.4. Идеализированная камера сгорания с горением при постоянном объеме

Оценка эффективности работы камеры сгорания произведена при условии, что  $\gamma = 1.3$ , механическая эффективность 0.9 и изэнтропическая эффективность турбины 0.8. Это позволило выявить недостатки, связанные с потерями и ограничивающие потенциальное преимущество камеры сгорания с повышением давления для степени повышения температуры в диапазоне от 2 до 3, характерном для большинства газовых турбин [9].

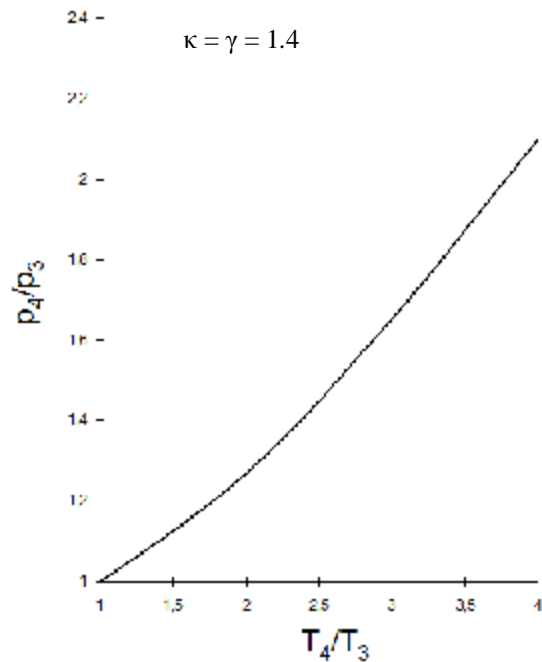


Рис.5. Идеальная работа камеры сгорания с горением при постоянном объеме

В начале прошлого века Holzwarth создал различные модели газовой турбины, где было успешно реализовано горение при постоянном объеме [1,2]. Однако с развитием осевых турбомашин и горения при постоянном давлении к двигателям

Holzwarth интерес был потерян. Они не могли конкурировать с высокой производительностью газовых турбин с горением при постоянном давлении, другими недостатками были наличие системы управления клапанами и большие величины термических напряжений.

### Камеры сгорания, подобные поршневым двигателям

Поршневые и роторные двигатели внутреннего сгорания, работающие по циклу Отто, очень близки к идеальным камерам сгорания с постоянным объемом. Теоретически, высокая степень повышения давления может быть достигнута благодаря высокой степени предварительного сжатия и тому, что топливная смесь механически ограничена в процессе горения. Согласно публикациям достигнута степень сжатия более 16 [9]. Согласно Kentfield и O'Blenes [9], по причине необходимости контролировать степень повышения температуры в камере сгорания, любая камера сгорания с повышением давления, основанная на четырехтактном двигателе, наиболее вероятно работает по циклу Дизеля. В ходе экспериментальных исследований были изучены различные сложные модификации дизельных двигателей (например Rolls-Royce T100) с различными степенями сжатия. Однако большие поршневые двигатели с массовым расходом как у газовых турбин имеют большой вес и сложную конструкцию [9]. Более того, все эти двигатели являются экспериментальными.

### Камеры сгорания с детонационной волной

В то время как в традиционных камерах сгорания применяется быстрое горение без детонации, высокие степени повышения давления достигаются при горении в режиме детонации. После воспламенения горение протекает на скоростях больших, чем скорость расширения газов, вступающих в реакцию. Таким образом, возникает бегущая ударная волна [23]. Такие детонационные волны обычно распространяются со сверхзвуковыми скоростями по отношению к несгоревшим газам и приводят к

существенному повышению давления. Такая детонационная волна может быть рассмотрена как горение при постоянном объеме [9]. Wortman [24] предложил схему применения газовой турбины с детонационным горением. В верхней части рис.6 схематично изображен двигатель по типу Wortman, в нижней части на плоскости в координатах температура-энтропия (T-s) продемонстрирована работа этой системы.

В этой системе поток от компрессора раздваивается: одна часть идет в детонационную камеру сгорания, другая в традиционную камеру сгорания.

Однако, насколько известно из литературы до сих пор не было создано детонационной камеры сгорания с повышением давления, позволяющей ее использование в газовых турбинах.

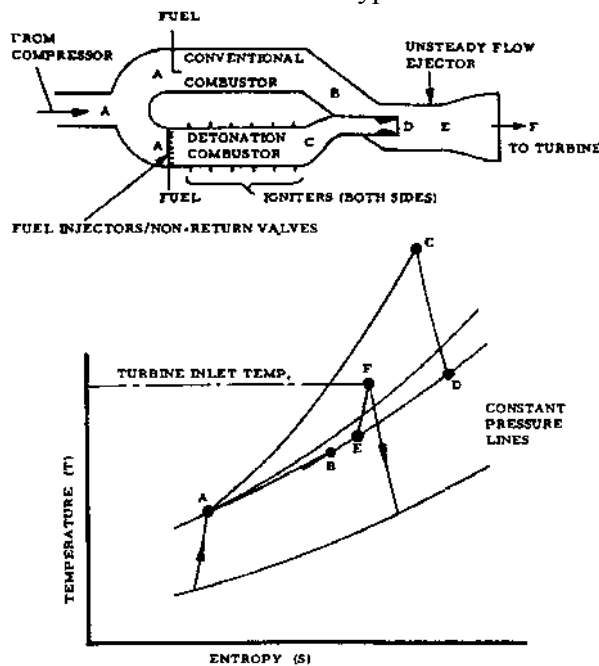


Рис. 6. Детонационная камера сгорания с повышением давления по типу Wortman

Детонационный процесс по определению нестационарный, скорости нестационарных волн больше числа Маха в 5 раз [16,23], что делает весьма сложным вопрос интеграции таких систем в турбомашине. Усталость конструкции из-за высокого пульсирующего давления при сгорании является основным недостатком систем камер сгорания с детонационным горением. Еще большие затруднения может вызвать вероятность обратного течения в камере сгорания, необратимость процессов

из-за детонационного горения, высокая степень теплообмена, механические клапаны на валу ротора и проблемы с уплотнениями. Более того, детонационные камеры сгорания больше подходят в целях производства прямой тяги, например в случаях, описанных в [16], нежели в качестве альтернативы традиционным камерам сгорания.

### Обменники динамическим давлением

Неоспорим тот факт, что если два течения рабочего тела с разным давлением привести в непосредственный контакт, то выравнивание давления произойдет быстрее, чем их перемешивание [14]. Это особенно хорошо видно, если течение происходит в узком протяженном канале. Волновой ротор - это машина с внутренним течением, предназначенная для обмена энергией между газовыми потоками с различной плотностью энергии. Обмен энергией происходит на участках бандажа ротора посредством осевого нестационарного движения ударных волн и волн расширения вдоль участков. Волновой ротор схематично представлен на рис.7. При вращении ротора концы каналов периодически соединяются с отверстиями высокого и низкого давления, которые синхронно генерируют волны в каналах. Скорость вращения в сравнении с традиционными турбомашинами ниже, и геометрия проще, что позволяет добиться большей прочности при меньшей стоимости. В дополнение энергообмену посредством газодинамических волн, лопатки ротора могут быть аэродинамически спрофилированы для выработки мощности на валу двигателя. Такие машины называются «волновыми двигателями» [22].

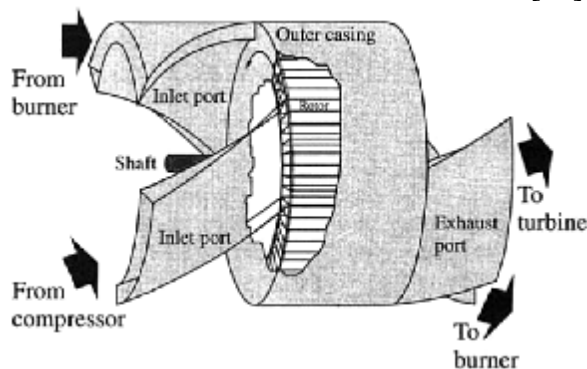


Рис.7. Схема четырехпортового волнового двигателя [22]

Интеграция четырехпортового

волнового ротора в газовую турбину представлена на рис.8.

Волновой ротор работает как обменник давлением, увеличивающий давление и подвода тепла к традиционной камере сгорания. Он является настраиваемым модулем, позволяющим повысить эффективность газотурбинного двигателя. Исторический обзор и подробное описание принципов работы и путей применения волнового ротора представлены в работах [4,17,18,22].

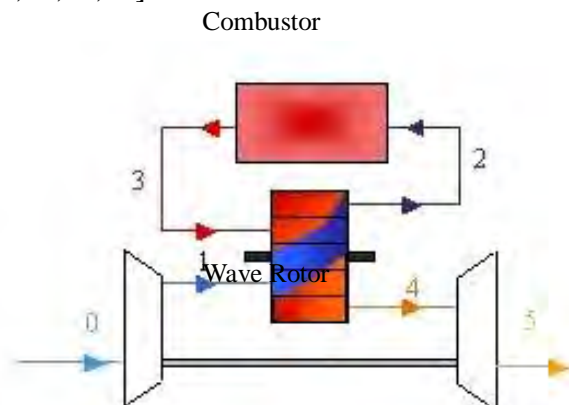


Рис.8. Интеграция волнового ротора в газовую турбину

Welch и другие [22] проанализировали теоретическую эффективность четырехпортового волнового ротора (см. рис.7), принимая в расчет потери на трение, неизбежные потери на подвод/отвод рабочего тела и потери, связанные с утечками. Результаты представлены на рис.9 в сравнении с результатами General Electrics и Rolls Royce. Эти результаты подтверждают расчеты, произведенные Kentfield [9].

В последние два десятилетия концепция волнового ротора внутреннего сгорания (internal combustion wave rotor, ICWR) получила большое внимание [17,18]. Упрощенная модель ICWR с внутренним волновым процессом и процессом горения показана на рис.10. В этой системе топливно-воздушная смесь подается в каналы с осевым вращением и поджигается. Последующий процесс горения происходит в закрытых каналах, в режиме бездетонационного или детонационного горения, что позволяет увеличить выигрыш от сгорания при постоянном объеме.

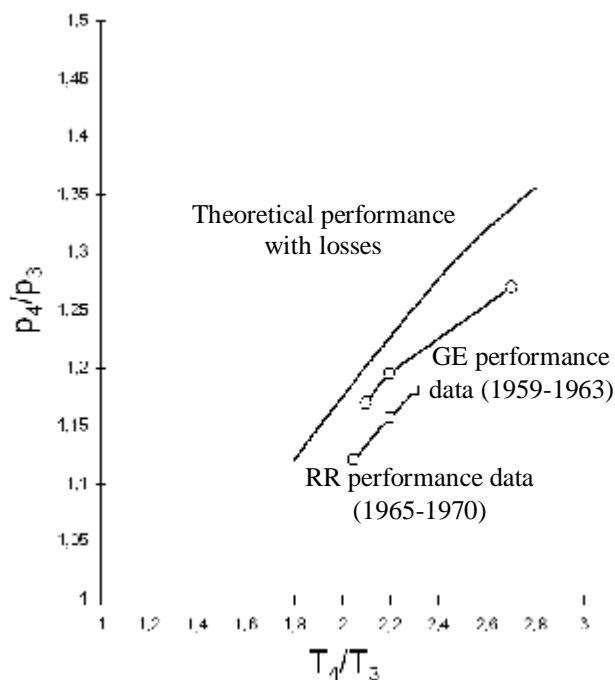


Рис.9. Степень повышения четырехпортового волнового ротора в зависимости от степени повышения температуры [22]

Согласно [17,18] из-за малого времени пребывания (1-6 мс) в ICWRs достигается очень низкий уровень эмиссии  $\text{NO}_x$  (ниже 20 ppm). Основное преимущество данной концепции — возможность замены ею традиционной камеры сгорания в газовой турбине и ее относительная простота конструкции.

Однако, несмотря на преимущественную простоту конструкции волнового ротора, большое число технологических проблем остается нерешенными. Среди прочих трудностей есть проблемы с уплотнениями, клапанами, смешением неоднородных потоков и нестационарности горения, например, смешение, турбулентность,

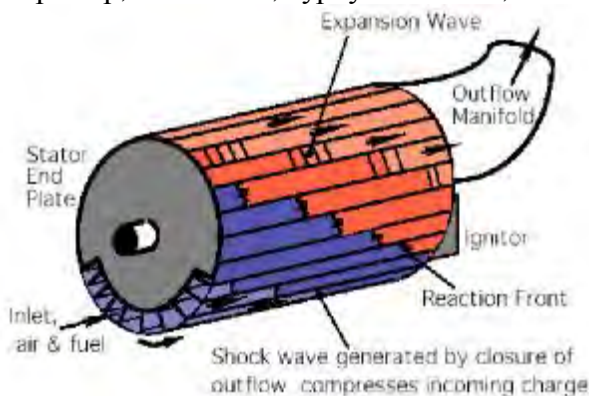


Рис. 10. Схема волнового ротора с внутренним горением [18]

задержка воспламенения, скорость пламени [9,17,18,22]. Наиболее известным и удачным примером использования технологии волнового ротора является система наддува Comprex<sup>®</sup> для дизельных двигателей, разработанная компаниями the Swiss BBC Brow, Bowery & Co. Ltd.

### Бесклапанные импульсные камеры сгорания

Импульсные камеры сгорания — устройства, которые используют термоакустическое взаимодействие для достижения акустического резонанса в целях повышения полного давления. Обобщенная схема импульсной камеры сгорания показана на рис.11.

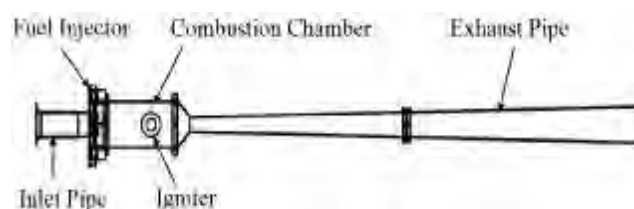


Рис.11. Бесклапанная импульсная камера сгорания

Бесклапанная импульсная камера сгорания иногда еще называется импульсной камерой сгорания с воздушным клапаном. Она была предложена Reynst как вариант камеры сгорания с повышением давления для газовых турбин [20]. В отличие от традиционных импульсных камер сгорания, такой как в двигателе Argus As 014, используемом в немецких летающих бомбах V1, эти устройства не имеют подвижных частей. Тем самым, периодическое нестационарное горение реализуется посредством нестационарного движения волн во входном и выходном отверстиях. Работу импульсной камеры сгорания легко понять в сравнении с двухтактным поршневым двигателем. Как показано на рис.12, оба устройства проходят четыре одинаковые стадии: горение, расширение сгоревших газов, выхлоп и сжатие свежей порции газа.

Основная идея заключается в том, что акустическая реализация периодического горения достигается оптимальным образом при совпадении рабочей частоты с резонансной частотой импульсной камеры сгорания [6].

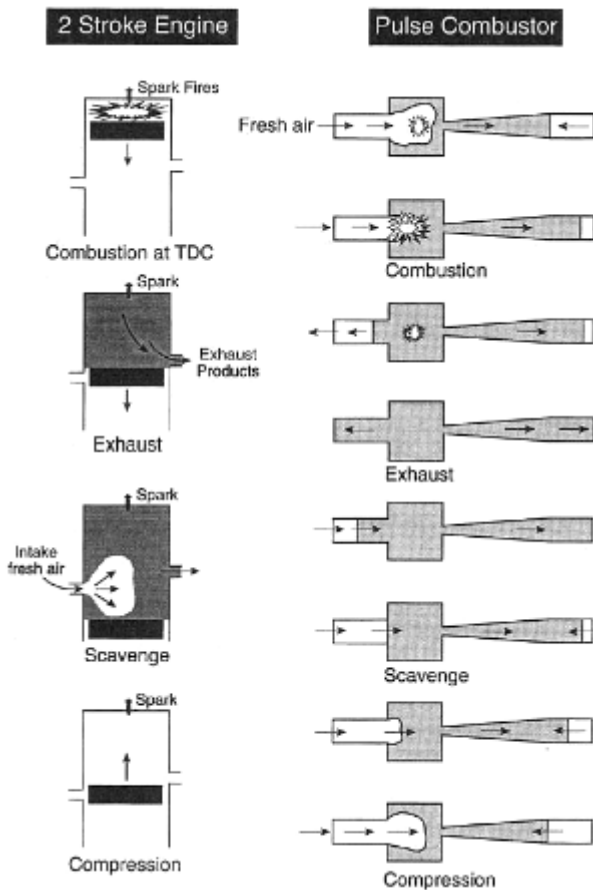


Рис. 12. Антология импульсной камеры сгорания и двухтактного поршневого двигателя [6]

Резонансная частота камеры сгорания зависит от геометрии устройства, в то время как рабочая частота связана с коэффициентом выделения тепла и может рассматриваться как частота горения. Таким образом, после первоначального запуска камера работает в автономном резонансном режиме. Для поддержания импульсного горения процесс горения должен соответствовать локальным колебаниям потока, подводя механическую энергию нижележащему акустическому полю. Связь между выделяющимся теплом и давлением была осознана более века назад (Lord Rayleigh, 1878).

Критерий Rayleigh's гласит: «Для усиления волны давления точка высвобождения энергии должна быть в одной фазе с точкой максимума давления». В соответствии с этим принципом кратковременный источник энергии, который в свою очередь вызывает мгновенное увеличение давления, также может привести к увеличению амплитуды

колебаний давления, не оказывая воздействия на частоту [19,21]. Математическая запись этого критерия

$$\oint h \cdot p \cdot dt > 0$$

где  $h$  — показатель высвобождающего тепла,  $p$  - колебательная часть давления,  $t$  — время [19].

Kentfield и другие продемонстрировали экспериментально эффективность различных вариантов импульсной камеры сгорания с двухканальным течением. Второй канал захватывает и перенаправляет обратное течение на входе по направлению к выходной трубе. Экспериментальная установка схематично показана на рис.13.

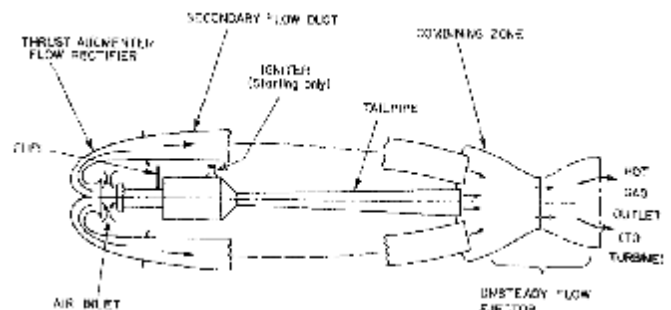


Рис.13. Двухканальная бесклапанная импульсная камера сгорания с повышением давления [11]

В ходе этих экспериментов удалось добиться повышения полного давления приблизительно на 6% при рабочей частоте 190Гц [12]. Было заявлено, что на больших импульсных камерах сгорания теоретически возможно достичь повышения полного давления на 10% [9]. На рис.14 схематично изображен пример интеграции импульсной камеры сгорания в газовую турбину. Отмечается, что импульсные камеры сгорания работают на различном топливе: от метана до угольного порошка [11,12,20]. Малая продолжительность пребывания с последующим быстрым выхлопом продуктов сгорания уменьшает образование  $\text{NO}_x$  [8]. Во время испытаний воздействия на окружающую среду был достигнут уровень эмиссии 5 ppm [7].

Отсутствие каких-либо движущихся частей делает импульсную камеру сгорания одной из наиболее предпочтительных.

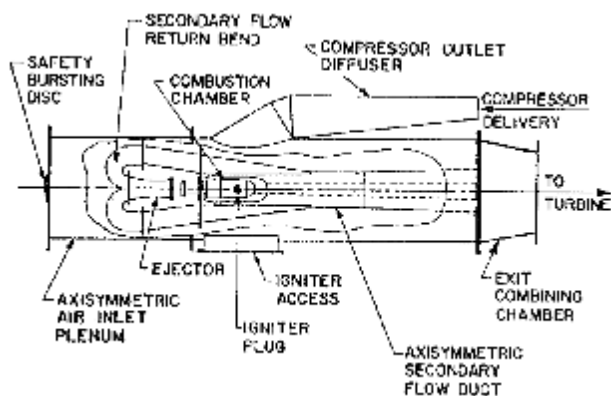


Рис. 14. Устройство бесклапанной камеры сгорания с повышением давления для использования в газовых турбинах

Рассмотрены различные типы камер сгорания с повышением давления в отношении их потенциала, сложности и уровня технологий. На рис.15 представлена попытка обобщения параметров камер сгорания с повышением давления. На этом рисунке пунктирная линия означает зону типичных степеней повышения температур в камере сгорания традиционных газотурбинных двигателей.

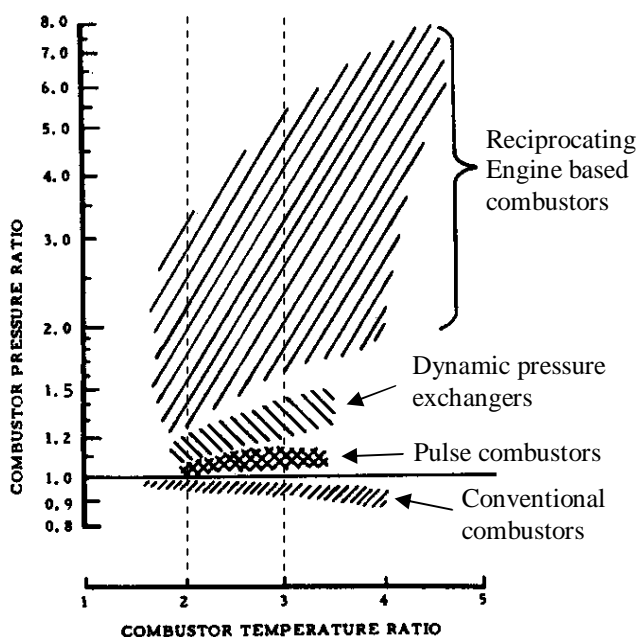


Рис. 15. Области параметров камер сгорания с повышением давления [9]

Одним из главных итогов проведенной здесь работы является: потенциал изученных камер сгорания с повышением давления увеличивается со сложностью системы. Учитывая ограничения по расходу, весу, сложности конструкции, нестационарности

потока и росту давления, импульсные камеры сгорания и концепты волновых роторов кажутся наиболее обещающими и жизнеспособными.

Увеличение давления вдоль камеры сгорания оказывает влияние на узлы и системы двигателя. Падение давления в традиционных двигателях позволяет использование холодного воздуха из-за компрессора для охлаждения турбины. Более того, любое повышение давления в камере сгорания делает охлаждение турбины невозможным. Таким образом, потребуется изменение конструкции узлов турбины.

Авторы выражают искреннюю благодарность за финансовую поддержку фонду Friedrich und Elisabeth Boysen Stiftung.

### Библиографический список

1. Adriani, R., Ghezzi, U., Infante, E., 2005, "Thermal Analysis of Constant Volume Combustion Gas Turbine", 43<sup>rd</sup> AIAAerospace Science Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, AIAA 2005-1010
2. Adriani, R., Ghezzi, U., Infante, E., 2005, "Characteristics and Performances of Constant Volume Combustion Turbine Engine", 41<sup>st</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Tucson, Arizona, AIAA 2005-4215
3. Akbari, P., Müller, N., 2003, "Performance Investigation of Small Gas Turbine Engines Topped with Wave Rotors", 39<sup>th</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Huntsville, Alabama, AIAA2003-4414
4. Azoury, P. H., 1992, "Engineering Applications of Unsteady Fluid Flow", John Wiley & Sons
5. El-Gizawy, I. G., Gadalla, M. A., 1997, "Performance Evaluation of a Gas Turbine Cycle with Pulse Combustion System", Proceedings of the Energy Conversion Engineering Conference, Vol. 4, 2258-2263
6. Janus, M. C., Richards, G. A., Gemmen, R. S., Johnson, E. K., 1997, "An Analytical Approach to Understanding the "Pressure-Gain" Combustor", Journal of Energy Resources Technology, Volume 119, pp 49-54
7. Keller, J. O., Bramlette, T. T., Barr, P. K., Alvarez, J. R., 1994, "NO<sub>x</sub> and CO

Emissions from a Pulse Combustor Operating in a Lean Premixed Mode“, *Combustion and Flame*, Vol. 99, pp 460-466

8. Keller, J. O., Hongo, I., 1990, “Pulse Combustion: The Mechanisms of NO<sub>x</sub> Production”, *Combustion and Flame*, Vol. 80, pp 219-237

9. Kentfield, J. A. C., O’Blenes, M., 1987, “Methods of Achieving a Combustion-Driven Pressure-Gain in Gas Turbines”, *ASME Gas Turbine Conference and Exhibition*, Anaheim, California, ASME-87-GT-126

10. Kentfield, J. A. C., O’Blenes, 1987, “Small Gas Turbine Using a Second-Generation Pulse Combustor”, *AIAA Journal of Propulsion and Power*, Vol. 6, pp 214-220

11. Kentfield, J. A. C., Rehman, M., Marzouk, E. S., 1977, “A Simple Pressure-Gain Combustor for Gas Turbines”, *ASME Journal of Engineering for Power*, April 1977

12. Kentfield, J. A. C., Rehman, M., Cronje, J., 1979, “Performance of Pressure-Gain Combustors Without Moving Parts”, *AIAA Journal of Energy*, Vol. 4, Article No. 79-0998R

13. Kentfield, J. A. C., Yerneni, P., 1987, “Pulsating Combustion Applied to a Small Gas Turbine”, *International Journal of Turbo and Jet-Engines* 4, 45-53

14. Lampinen, M. J., Turunen, R., Köykkä, M., 1992, “Thermodynamic Analysis of a Pulse Combustion System and its Application to Gas Turbines”, *International Journal of Energy Research*, Vol. 16, pp 259-276

15. Li, H., Akbari, P., Nalim, M. R., 2007, “Air-Standard Thermodynamic Analysis of Gas Turbine Engines Using Wave Rotor Combustion”, 43<sup>rd</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Cincinnati, Ohio, AIAA 2007-5050

16. Mawid, M. A., Park, T. W., Sekar, B., Arana, C., 2001, “Application of Pulse Detonation Combustion to Turbofan Engines“,

ASME Turbo Expo 2001, New Orleans, Louisiana, 2001-GT-0448

17. Nalim, M. R., Pekkan, K., 2003, “A Review of Rotary Pressure-Gain Combustion Systems for Gas Turbine Applications”, *ASME Turbo Expo 2003*, Atlanta, Georgia, GT-2003-38349

18. Nalim, R., Pekkan, K., 2003, “Internal Combustion Wave Rotors for Gas Turbine Engine Enhancement”, *International Gas Turbine Congress 2003*, Tokyo, IGCT2003Tokyo FR-303

19. Putnam, A. A., 1971, “Combustion-Driven Oscillations in Industry”, *American Elsevier Publishing Company, Inc.*

20. Thring, M. W., 1961, “Pulsating Combustion. The Collected Works of F. H. Reynst”, *Pergamon Press Ltd., London*

21. Weinberg, F. J., 1986, “Advanced Combustion Methods”, *Academic Press, London*

22. Welch, G. E., Jones, S. M., Paxson, D. E., 1997, “Wave-Rotor-Enhanced Gas Turbine Engines“, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 119, pp 469-477

23. Williams, F. A., 1988, “Combustion Theory. Second Edition”, *The Benjamin/Cummings Publishing Company, Inc., California*

24. Wortman, A., 1984, “Detonation Wave Augmentation of Gas Turbines”, 20<sup>th</sup> AIAA Joint Propulsion Conference, Santa Monica

25. Zeller, P. W., Staudacher, S., 2007, “Exergy Analysis for the Performance Evaluation of Different Setups of the Secondary Air System of Aircraft Gas Turbines“, 2007, *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air*, Montreal, Canada, GT2007-27278

26. Zeller, P. W., 2007, “Effizienzsteigerung von Turboluftstrahltriebwerken durch Optimierung des sekundären Luftsystems“, *Doktorarbeit, Universität Stuttgart*

## **PRESSURE-GAIN COMBUSTION AND ITS POTENTIAL FOR GAS TURBINE ENGINE ENHANCEMENT**

© 2009 E. V. Lutoschkin, M. G. Rose, S. Staudacher

Institute of Aircraft Propulsion Systems, University of Stuttgart, Germany

Despite its simplicity the quasi-isobaric, steady-flow combustion in gas turbines has been identified to have major disadvantages. The highly irreversible heat addition process in conjunction with inevitable loss in stagnation pressure represent an obvious penalty to engine performance and limit the thermodynamic cycle efficiency. This intrinsic drawback of conventional gas turbine combustion can be substantially improved by introduction of pressure-gain combustion. The main advantage of pressure gain combustors is their potential for a significant rise in thermal cycle efficiency, its magnitude essentially depending on the specific device chosen. The thermodynamic advantage of pressure-gain combustion is analysed and shown as a function of the combustor pressure ratio for various gas turbine engine setups. Further, the aim of this paper is to summarize the status and important research efforts in this field. A compilation of proposed pressure-gain combustor concepts is presented with regard to its performance, mechanical complexity and suitability for use in gas turbines.

*Gas turbine, thermal efficiency, pressure-gain combustion*

### **Информация об авторах**

**Лутошкин Евгений Владимирович**, аспирант Института авиационных двигателей, Университета Штутгарта. Тел.: 49(0)711 685 63680. Факс: +49(0)711 685 63505. E-mail: [eugen.lutoschkin@ila.uni-stuttgart.de](mailto:eugen.lutoschkin@ila.uni-stuttgart.de). Область научных интересов: камеры сгорания.

**Розе Мартин**, кандидат технических наук, руководитель группы турбин Института авиационных двигателей университета Штутгарта. E-mail: [rose@ila.uni-stuttgart.de](mailto:rose@ila.uni-stuttgart.de). Область научных интересов: аэродинамика турбин.

**Штаудахер Стефан**, профессор, директор института авиационных двигателей университета Штутгарта, E-mail: [staudacher@ila.uni-stuttgart.de](mailto:staudacher@ila.uni-stuttgart.de). Область научных интересов: теория и испытания газотурбинных двигателей.

**Lutoschkin Eugen Vladimirovich**, postgraduate, Aerospace Engineering, Research Assistant at the Institute of Aircraft Propulsion Systems of University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70569 Stuttgart, Germany. Phone +49 711 685 63680. E-mail: [lutoschkin@ila.uni-stuttgart.de](mailto:lutoschkin@ila.uni-stuttgart.de). Area of Research: Pressure-gain Combustion for Gas Turbines.

**Rose Martin G.**, Candidate of Engineering Science, Head of Turbine Research Group at the Institute of Aircraft Propulsion Systems, University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70569 Stuttgart, Germany. Phone: +49 711 685 60381. E-mail: [rose@ila.uni-stuttgart.de](mailto:rose@ila.uni-stuttgart.de). Area of Research: Turbine aerodynamics.

**Staudacher Stephan**, Doctor of Engineering Science, Professor, Director of the Institute of Aircraft Propulsion Systems of University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70569 Stuttgart, Germany. Phone +49 711 685 63597. E-mail: [staudacher@ila.uni-stuttgart.de](mailto:staudacher@ila.uni-stuttgart.de). Area of Research: Gas Turbine.



УДК 621.822; 621.891; 658.512

## УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА СМАЗКИ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ

© 2009 Ю. В. Рождественский, Н. А. Хозенюк

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск

Представлена математическая формулировка комплексной упругогидродинамической задачи смазки сложнонагруженных опор скольжения, построенная для четырех связанных подзадач: гидродинамической, упругой, тепловой, динамической. Результаты тестовых расчётов показывают удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными.

*Упругогидродинамическая теория смазки, шатунный подшипник, уравнение Эйлера*

Одна из основных трудностей при создании и доводке двигателей внутреннего сгорания, в конструкцию которых входят сложнонагруженные опоры (СОЖТ), т.е. подшипники, нагруженные силами переменными по величине и направлению, связана с необходимостью обеспечения их работы в режиме жидкостного трения.

Как правило, расчёт гидродинамических подшипников выполнялся при условии, что поверхности трения являются абсолютно жесткими. Возрастающие нагрузки увеличивают деформации поверхностей подшипников и должны быть учтены при расчётах гидромеханических характеристик (ГМХ) подшипников. Максимальные прогибы корпуса подшипника могут быть соизмеримыми с рабочим зазором сопряжения, а размеры области деформирования – с характерными размерами поверхностей трения. Такие подшипники принято называть упругоподатливыми (УП), а режим их смазки – упругогидродинамическим (УГД).

Одними из типичных представителей СОЖТ с упругоподатливым вкладышем являются подшипники коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания. Оптимизация их конструктивных параметров является одной из наиболее сложных задач, решаемых на ранней стадии проектирования двигателей. Обоснование новых, более совершенных методов решения оптимизационных задач, учёт при их разработке большего числа факторов, влияющих на надёжность подшипников, продолжает оставаться актуальной задачей.

Теория и методы решения задач гидродинамической теории смазки подшипников с упругоподатливыми поверхностями базируются на контактно-гидродинамической теории смазки, которая уже давно находит широкое применение при расчётах упруго-контактных трибосопряжений, таких как зубчатые передачи, подшипники качения, подшипники скольжения с упругим вкладышем и жестким корпусом. У этих трибосопряжений контактные деформации поверхностей трения превалируют над изгибными деформациями корпуса подшипников.

До недавнего времени в значительно меньшей степени было исследовано влияние на гидромеханические характеристики УП СОЖТ сравнительно больших изгибных деформаций их поверхностей, для которых наличие непрерывного градиента поля деформаций не зависит от места приложения нагрузки. Поверхности трения УП подшипников, в отличие от упруго-контактных, разделены смазочным слоем значительной толщины, в то же время их изгибные деформации соизмеримы с зазором. Большие прогибы поверхностей трения, а также условия нестационарности нагружения препятствуют прямому использованию методов контактно-гидродинамической теории смазки для расчёта УП СОЖТ.

Решение УГД задачи смазки СОЖТ должно опираться на описание реальной геометрии смазочного слоя с учётом схемы подачи смазочного материала, макро- и микрогеометрии поверхностей трения, их упругих деформаций и произвольных движений

под действием нагрузок, а также на систему взаимосвязанных уравнений движения смазочной жидкости с учётом её реологических свойств и теплонапряженности трибосопряжения.

Математическая формулировка комплексной УГД задачи смазки СОЖТ строится для четырех связанных подзадач: гидродинамической, упругой, тепловой, динамической.

**Гидродинамическая подзадача** состоит в определении поля гидродинамических давлений и области его формирования при известном зазоре (положении центра шипа и упругих перемещениях поверхности трения).

В данной работе для её решения предложено использовать модифицированное уравнение Элрода [1], описывающее состояние смазки в зазоре подшипника как в несущей области, так и в области кавитации:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_\varnothing^*} \frac{\partial}{\partial \varphi} (g\Phi) \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_\varnothing^*} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (g\Phi) \right] = \frac{\bar{\omega}_{21}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \} + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \} \quad (1)$$

где  $\bar{h}$ ,  $\bar{\omega}_{21}$ ,  $\bar{t}$ ,  $\varphi$ ,  $\bar{z}$  – соответственно безразмерные толщина смазочного слоя, относительная угловая скорость движения шипа, время, угловая координата подшипника, безразмерная координата по ширине подшипника;  $\bar{\mu}_\varnothing^*$  – вязкость смазки, соответствующая среднеинтегральной температуре  $T_\varnothing^*$ ;  $g$  – функция переключения,

$$g(\theta) = \begin{cases} 1, & \text{если } \theta \geq 1; \\ 0, & \text{если } \theta < 1. \end{cases}$$

Функция  $\Phi(\varphi, \bar{z})$  связана со степенью заполнения  $\theta(\varphi, \bar{z})$ , определяющей массовое содержание жидкой фазы (масла) в единице объёма зазора между цапфой и вкладышем, соотношением

$$\theta = 1 + (1-g) \cdot \Phi.$$

Степени заполнения  $\theta(\varphi, \bar{z})$  приписывается двоякий смысл. В активной (несущей) области смазочного слоя, где действуют гидродинамические давления,  $\theta = \rho/\rho_c$  ( $\rho_c$  –

плотность смазки при давлении, равном давлению кавитации  $p_c$ ), в области кавитации  $p = p_c$ ,  $\rho = \rho_c$ .

В области давлений:  $\Phi \geq 0$ ,  $g = 1$ ,  $\theta = 1$ , а  $\Phi = \bar{p}$ , где  $\bar{p}$  – безразмерное гидродинамическое давление. В области кавитации:  $\Phi < 0$ ,  $g = 0$ ,  $\theta = 1 + \Phi$ .

Уравнение (1) реализует граничные условия Якобсона–Флоберга–Ольсона (ЯФО), основанные на обеспечении выполнения условия неразрывности при течении жидкости в пространстве зазора:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = 0; \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z});$$

$$\bar{p}(\varphi_{раз}, \bar{z}) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi}(\varphi_{раз}, \bar{z}) = 0; \quad (2)$$

$$\bar{p}(\varphi_{вос}, \bar{z}) = 0,$$

где  $a$  – безразмерная ширина подшипника;  $\varphi_{раз}$ ,  $\varphi_{вос}$  – угловые координаты границ области разрыва и восстановления смазочного слоя.

Целесообразность определения гидродинамических давлений на основе модифицированного уравнения Элрода при граничных условиях ЯФО в рамках решения упругогидродинамической задачи смазки определяется следующим. Учёт упругих свойств корпуса реального шатунного подшипника приводит к нерегулярному изменению геометрии смазочного слоя: его локальным увеличениям или уменьшениям, и, как следствие, разрывам слоя смазки, условия реализации которых не могут быть точно описаны граничными условиями типа Свифта–Штибера для уравнения Рейнольдса.

Система уравнений (1)–(2) для определения распределения гидродинамических давлений должна быть дополнена граничными условиями, моделирующими различные источники для подачи масла в смазочный слой:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_\Gamma, \text{ на } (\varphi, \bar{z}) \in \Omega_\Gamma, \Gamma = 1, 2, \dots, \Gamma^*, \quad (3)$$

где  $\Omega_\Gamma$  – область источников смазки, где давление постоянно и равно давлению подачи  $p_\Gamma$ ;  $\Gamma^*$  – количество источников.

Безразмерная толщина смазочного слоя упругоподатливого подшипника определяется выражением

$$\bar{h}(\varphi, t, \bar{p}, T) = \bar{h}_{rig}(t, \varphi) + \bar{W}(\varphi, p, T, t), \quad (4)$$

где  $\bar{h}_{rig}(\varphi, t) = 1 + \bar{\Delta}_0(\varphi, t) - \chi(t) \cos(\varphi - \delta(t))$  – безразмерная толщина смазочного слоя в жестком подшипнике;  $\bar{\Delta}_0(\varphi, t)$  – безразмерные макроотклонения формы шипа и подшипника от круглоцилиндрической;  $\chi(t), \delta(t)$  – безразмерный эксцентриситет центра шипа и угол положения линии центров;  $\bar{W}(\varphi, p, T, t)$  – безразмерные упругие перемещения поверхности вкладыша от действующих нагрузок.

Значения координат центра шипа  $\chi(t), \delta(t)$  определяются решением динамической подзадачи при известных реакциях смазочного слоя, а величины  $\bar{W}(\varphi, p, T, t)$  – решением упругой подзадачи при известном распределении гидродинамических давлений и других, существенных для упругой конструкции, внешних воздействий.

**Упругая подзадача** заключается в определении перемещений поверхности трения вкладыша подшипника от действующих нагрузок.

Для шатунных подшипников весь комплекс нагрузок можно разделить на два класса: силовые и температурные. До недавнего времени считалось вполне приемлемым решение УГД задачи, в котором учитывались только распределённые по поверхности вкладыша гидродинамические давления и соответствующие им перемещения  $\bar{W}_p(\varphi, p)$ . В настоящее время доказано, что при расчёте упругих деформаций корпуса шатунного подшипника влияние его сил инерции на упругое искажение формы поверхности трения  $\bar{W}_{in}(\varphi, t)$  соизмеримо с влиянием гидродинамических давлений [2, 3]. Тепловые деформации корпуса шатунного подшипника  $\bar{W}_T(T)$  также вносят существенный вклад в изменение величины установившегося зазора [4, 5].

Известные решения УГД задачи смазки шатунных подшипников основываются на конечно-элементных моделях упругой подсистемы. Трудности её построения заключаются в адекватном описании граничных

условий для корпуса шатунного подшипника. Обычно используются кинематические граничные условия. В работах [6, 7] представлены результаты анализа адекватности упругой модели шатуна при различных вариантах кинематических граничных условий.

Отдельной проблемой является стыковка упругой и гидродинамической подзадач с точки зрения единства системы координат. Уравнения (1)–(3) записаны в системе координат, связанной с подшипником. Из-за деформирования стержня шатуна, а также самой кривошипной головки, эта система координат смещается. Деформированное состояние кривошипной головки может быть представлено суперпозицией двух решений: изгиба стержня шатуна при условно «абсолютно жесткой» кривошипной головке и деформированное состояние нижней головки шатуна, определённой относительно её «абсолютно жесткого» состояния. Первое состояние позволяет определить смещение системы координат  $W_0(\varphi, p, T, t)$ , в которой рассматриваются процессы в смазочном слое. Тогда величины  $\bar{W}(\varphi, p, T, t)$ , используемые при решении уравнений (1)–(3), представляют собой относительные смещения и определяются из соотношения

$$\bar{W}(\varphi, p, T, t) = \bar{W}_p(\varphi, p) + \bar{W}_{in}(\varphi, t) + \bar{W}_T(T) - \bar{W}_0(\varphi, p, T, t). \quad (5)$$

Здесь  $\bar{W}_T(T)$  – безразмерные смещения узлов на поверхности трения, вызванные полем температур;  $\bar{W}_0(\varphi, p, T, t)$  – безразмерное относительное смещение системы координат, связанной с подшипником, определяемое как

$$\bar{W}_0(\varphi, \bar{p}, t, T) = \bar{W}_0^0(\varphi, \bar{p}, t, T) + \bar{W}_0^\gamma(\varphi, \bar{p}, t, T),$$

где  $\bar{W}_0^0(\varphi, \bar{p}, t, T)$  – смещения узлов на поверхности трения, вызванные смещением начала координат;  $\bar{W}_0^\gamma(\varphi, \bar{p}, t, T)$  – смещения узлов на поверхности трения, вызванные поворотом системы координат на угол  $\gamma$ .

При расчётах величин  $\bar{W}_0^0(\varphi, \bar{p}, t, T)$ ,  $\bar{W}_0^\gamma(\varphi, \bar{p}, t, T)$  учитываются как гидродина-

мические давления, так и инерционные и тепловые нагрузки. Для вычисления линейного смещения и поворота системы координат используется метод наименьших квадратов и дополнительная матрица базовых углов поворота, определяемая при помощи МКЭ. Более подробно различные варианты расчёта смещений системы координат, связанной с подшипником, рассмотрены в работе [8].

**Динамическая подзадача** заключается в численном интегрировании системы уравнений движения шипа СОЖТ:

$$m\ddot{U} = \sum \bar{F} + f_p, \quad (6)$$

где  $\bar{F}$  – внешние силы, действующие на шип подшипника кривошипной головки шатуна;  $f_p = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega^-} \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \begin{bmatrix} \cos(\varphi) \\ \sin(\varphi) \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}$  – вектор сил гидродинамических давлений,  $\Omega^- = \Omega - \Omega_\Gamma$  – область смазочного слоя, не занятая источниками смазки.

Применительно к задаче расчёта ГМХ шатунного подшипника система уравнений движения цапфы относится к «жёсткой» и для её решения используются специальные методы решения (Фаулера-Уортена, ФДН 1-го и 2-го порядков и др.) [10].

**Тепловая подзадача.** В подавляющем большинстве исследований утверждается, что УГД задачу допустимо решать в изотермической постановке, а теплонапряженность подшипника оценивать решением уравнения теплового баланса, отражающего равенство количеств теплоты за цикл работы двигателя, выделенной в смазочном слое  $A_N^*$  и отведенной смазкой  $A_Q^*$ , вытекающей в торцы подшипника:

$$A_N^* = A_Q^*. \quad (6)$$

Приращение температуры, определяемой на основании уравнения (6), вычисляется по формуле

$$\Delta T = N^* / Q^* \rho c_m, \quad (7)$$

где  $N^* = \frac{1}{t_u} \int_0^{t_u} N(t) dt$  – среднее за цикл значение мощности, затрачиваемой на трение в

смазочном слое;  $Q^* = \frac{1}{t_u} \int_0^{t_u} Q(t) dt$  – среднее за цикл значение расхода смазочной жидкости через торцы подшипника;  $N(t), Q(t)$  – мгновенные значения мощности и расхода соответственно;  $\rho$  и  $c_m$  – плотность и массовая теплоёмкость смазки соответственно.

При известной функции гидродинамических давлений  $\bar{p}(\varphi, \bar{z}, t, T)$  мгновенные значения  $Q(t), N(t)$  определялись формулами [9]

$$Q(t) = -\frac{BD^2\psi\omega_0}{24a\bar{\mu}_\Omega^*} \int_0^{2\pi} \bar{h}^3 \left. \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right|_{\bar{z}=a} d\varphi,$$

$$N(t) = \frac{BD^2\psi\mu_0}{8a} \iint_{\Omega_A} D^* d\varphi d\bar{z},$$

где  $B, D$  – ширина и диаметр подшипника;  $\psi = 2c/D$ ;  $c$  – радиальный установочный зазор;  $\omega_0$  – характерная угловая скорость;

$D = \mu_\Omega^* \left[ \left( \frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right]$  – диссипативная функция рассеивания;  $V_x, V_z$  – проекции скоростей элементарного объема жидкости на оси системы координат  $xuz$ , градиенты которых вычисляются как

$$\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} = \frac{\bar{\omega}_{12}}{\bar{h}} + \frac{\bar{h}}{\bar{\mu}_\Omega^*} \left( \bar{y} - \frac{1}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial \varphi};$$

$$\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} = \frac{\bar{h}}{\bar{\mu}_\Omega^*} \left( \bar{y} - \frac{1}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial \bar{z}}.$$

Среднеинтегральная температура смазочного слоя определяется как  $T^* = T_0 + \Delta T$ , где  $T_0$  – температура подачи смазочного материала через источники смазки. Температурная зависимость вязкости  $\mu_\Omega^*$  аппроксимирована трёхконстантной формулой.

В первом приближении термоупругие перемещения поверхности трения кривошипной головки шатуна оцениваются на основе среднеинтегральной температуры сма-

зочного слоя  $T^*$ . Тепловое расширение шипа не учитывается.

#### Схема решения УГД задачи смазки.

Описанные выше подзадачи объединены прямой итерационной схемой расчёта с использованием релаксационной процедуры по перемещениям.

В ходе предварительного расчёта на основе решения уравнения Эйлера в приближении «жесткого» подшипника определяется тепловое состояние подшипника к моменту окончания цикла и соответствующие термоупругие перемещения его поверхности трения.

В основном расчёте в каждый момент времени  $t_n$  выполняется решение уравнения Эйлера для податливого подшипника с использованием релаксационной процедуры по перемещениям, подробно представленной в [11]. Определяются поля гидродинамических давлений  $p(\varphi, z)$  и степени заполнения зазора  $\theta(\varphi, z)$ , мгновенные значения расхода смазочного материала и потерь мощности на трение. По окончании цикла работы двигателя решением уравнения теплового баланса определяется приращение за цикл работы двигателя температуры смазочного слоя и вычисляется среднеинтегральная температура в слое смазки. При отличии её от результатов предыдущего цикла более чем на  $1^\circ\text{C}$  выполняется корректировка температуры и вязкости смазочного слоя и проводится повторный расчёт.

**Результаты тестовых расчётов.** Выполнены расчёты для шатунного подшипника двигателя Ruston&Hornsby 6 VEB-X МКШ, признанного эталонным в области УГД анализа. Имеются достоверные экспериментальные (полученные на двигателе и моделирующей установке) и многочисленные теоретические результаты расчёта параметров движения шатунной шейки за цикл нагружения, а также гидромеханических характеристик этого подшипника с кольцевой канавкой шириной 0,0127 м. Параметры трибосопряжения: номинальный диаметральный зазор 165 мкм, диаметр 0,203 м, длина

подшипника 0,127 м, частота вращения коленчатого вала  $62,83 \text{ сек}^{-1}$ .

Конечно-элементная модель шатуна состоит из 642 плоских конечных элементов. Запрет на перемещения во всех направлениях наложен на узлы в районе поршневой головки. При расчётах упругих перемещений учитывались как гидродинамические перемещения, так и силы инерции. При определении термоупругих перемещений в первом приближении конвективный теплообмен между смазочным материалом и шатуном, а также шатуном и внешней средой не учитывался.

Рассчитывались гидромеханические характеристики абсолютно жесткого и упругоподатливого подшипников при граничных условиях ЯФО. В таблице представлены результаты расчётов как при постоянной температуре смазочного слоя равной  $100^\circ\text{C}$ , так и с учётом изменения среднеинтегральной температуры и вызванных ею термоупругих перемещений. Так как в ходе экспериментальных исследований обычно фиксируются величины наименьшей за цикл минимальной толщины смазочного слоя  $\inf h_{\min}$  и наибольшего максимального давления  $\sup p_{\max}$ , то представленные результаты ограничены только этими данными. Расчёты выполнены при помощи программного комплекса «Упругость II» [12]. В табл.1 представлены результаты для следующих вариантов:

- модель 1 – «жесткий подшипник» при граничных условиях Свифта –Штибера;
- модель 2 – «жесткий подшипник» при граничных условиях ЯФО;
- модель 3 – УП подшипник при граничных условиях Свифта –Штибера;
- модель 4 – УП подшипник при граничных условиях ЯФО (термоупругие перемещений не учитываются);
- модель 5 – УП подшипник с учётом термоупругих перемещений при граничных условиях ЯФО.

Экспериментальные результаты заимствованы из статьи [4], а результаты других исследователей – из работы [13].

Таблица 1 – Экстремальные гидромеханические характеристики подшипника двигателя Ruston&Hornsby 6 VEB-X MKIII

Тип модели	$\inf h_{\min}$ , мкм	$\sup P_{\max}$ , МПа
Модель 1	4,2	35,09
Модель 2	4,1	35,66
Модель 3	3,39	34,82
Модель 4	3,27	36,02
Модель 5	3,19	38,02
Экспериментальные результаты	3,33	32,50
Результаты других исследований	3,38	33,92

Показано удовлетворительное совпадение результатов по представленной методике с экспериментальными результатами. Значение минимальной толщины смазочного слоя, полученной с учётом термоупругих перемещений несколько ниже, чем аналогичная величина, полученная без их учёта. Величина самих термоупругих перемещений соизмерима с зазором, что также совпадает с другими известными результатами.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554).

### Библиографический список

1. Прокопьев, В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте динамики сложнонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Проблемы машиностроения и надёжности машин. - 2004. - №4. - С. 32–38.
2. Olson, E. EHD Analysis with distributed structural inertia / E. Olson, J. Booker // Journal of Tribology. - July 2001. - Vol. 123. - PP. 462 – 468 .
3. Bonneau, D. EHD analysis, including structural inertia effect and mass-conserving cavitation model / D. Bonneau, D.Guines, J.Frene, J.Toplosky // Journal of Tribology. July 1995. -Vol.117. -PP. 540 – 547.
4. Myuhg-Rae, C. Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing With Considera-

tion of Thermal Effects: Comparison Between Theory and Experiment / C. Myuhg-Rae, H. Dohg-Chul, C. Jae-Kwon // Journal of Tribology. Oct. 1999. -Vol.121. -PP. 901 – 907.

5. Piffeteau, S. Influence of Thermal and Elastic Deformations on Connecting-Rod Big End Bearing Lubrication Under Dynamic Loading / S. Piffeteau, D.Souchet, D.Bonneau // Journal of Tribology. Jan. 2000. - PP. 181 – 191.

6. Хозенюк, Н.А. Моделирование упругого поведения шатунных подшипников в задаче упругогидродинамической смазки сложнонагруженных опор скольжения / Н.А. Хозенюк, Ю.В. Рождественский // СЛАВЯНТРИБО-3. Трибология и транспорт: матер. междунар. науч.-практ. симпозиума: кн.2 / РГАТА–МФ СЕЗАМУ. Рыбинск, 1995. - С.49.–56

7. Хозенюк, Н.А. Решение задачи УГД смазки для сложнонагруженных опор жидкостного трения / Н.А. Хозенюк, Ю.В. Рождественский // Техническая эксплуатация, надёжность и совершенствование автомобилей: темат. сб. науч. тр. Челябинск: ЧГТУ, 1996. - С.11–24.

8. Прокопьев, В.Н. Совершенствование модели шатуна в упругогидродинамической задаче смазки шатунной опоры коленчатого вала / В.Н.Прокопьев, Н.А.Хозенюк, С.С.Родин // Наука и технологии: сб. тр. -М: РАН, 2002. - С.152–164.

9. Прокопьев, В.Н. Гидромеханические характеристики шатунных подшипников, смазываемых неньютоновскими жидкостями / В.Н.Прокопьев [и др.] // Вестн. ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». -2005. -№1(41). Вып. 6. - С.17–24.

10. Прокопьев, В.Н. Методы решения уравнений движения в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания / В.Н.Прокопьев [и др.] // Вестн. Уральского межрегион. отделения Российской академии транспорта. - Курган: Изд-во КГУ, 1999. -№2. - С. 79–82.

11. Хозенюк, Н.А. Алгоритм решения упругогидродинамической задачи смазки шатунных подшипников / Н.А.Хозенюк //

Вестн. ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2009. Вып. 14.

12. Прокопьев, В.Н. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик упругоподатливых подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания «Упругость II» / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, К.В.Гаврилов, Н.А.Хозенюк, П.А.Тараненко // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ -№ 2009610349.

13. Abdallah, A. An Inverse Analysis for Steady – State Elastohydrodynamic Lubrication of One – Layered Journal Bearings / A.Abdallah, G.Elsharkkawy, H. Lotfi // Journal of Tribology. July 2000. -Vol.122. - PP. 524-533.

### References

1. Prokopyev V.N., Boyarshinova A.K., Gavrillov K.V. An Applying of Mass Conserving Algorithm for Dynamics Calculation of Complex-Loaded Bearings // Problems of Machine Building and Machine Reliability. 2004. №4. P. 32–38.

2. Olson E., Booker J. EHD Analysis with distributed structural inertia // Journal of Tribology. July 2001. Vol. 123. P.462 – 468 .

3. Bonneau D., Guines D., Frene J., Toplosky J. EHD analysis, including structural inertia effect and mass-conserving cavitation model // Journal of Tribology. July 1995. Vol. 117. P. 540 – 547.

4. Myuhg-Rae Cho, Dohg-Chul Han, Jae-Kwon Choi. Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing With Consideration of Thermal Effects: Comparison Between Theory and Experiment // Journal of Tribology. October 1999. Vol. 121. P.901 – 907.

5. Piffeteau S., Souchet D., Bonneau D. Influence of Thermal and Elastic Deformations on Connecting-Rod Big End Bearing Lubrication

Under Dynamic Loading // Journal of Tribology. January 2000. P.181 – 191.

6. Rozhdestvensky Ju.V., Hozenjuk N. A. Big End Connecting Rod Bearings Modeling in Elastohydrodynamic Lubricant for Complex-Loaded Bearings// SLAVYANTRIBO-3. Tribology and Transport. Ribinsk, 1995. P.49-56.

7. Rozhdestvensky Ju.V., Hozenjuk N. A. Solution of Elastohydrodynamic Lubricant for Complex-Loaded Bearings. Collected papers Chelyabinsk, ChSTU/ 1996. P.11-24.

8. Prokopyev V.N., Hozenjuk N.A., Rodin S.S. Improvement of Connecting Rods Models for Elastohydrodynamic Problem of Crankshafts Journal Bearings // Science and Technology. RAS, 2002. P.152–164

9. Prokopyev V.N., Boyarshinova A.K. Connecting-rods bearings hydromechanical characteristics for non- Newtonian liquids. Bulletin SUSU. The Mechanical Engineerings Series. 2005.№1 (41), Vol. 6. P. 17-24

10. Prokopyev V.N., Rozhdestvensky Ju.V., Shirobokov N. The Solutions Technique of Motions Equation in Dynamics Problems of Crank-shafts Supports of Internal Combustion Engines // Bulletin of Urals interregional branch of the Russia Transport Academic. Kurgan, 1999. N.2. P.79-82.

11. Hozenjuk N.A. The Solutions Algorithm of Elastohydrodynamic Lubricant of Connecting-rod Bearings. Bulletin of SUSU. The Mechanical Engineerings Series. 2009. Vol.14.

12. Prokopyev V.N., Rozhdestvensky Ju.V., Gavrillov K.V., Hozenjuk N. A. Uprugost. The certificate on the state registration of the computer programs.№ 2009610349

13. Abdallah A. Elsharkkawy G., Lotfi H. Guedouar. An Inverse Analysis for Steady – State Elastohydrodynamic Lubrication of One – Layered Journal Bearings // Journal of Tribology. July 2000. Vol. 122. P.524-533.

## AN EHD ANALYSIS OF COMPLEX-LOADED BEARINGS

© 2009 Yu. V. Rozhdestvensky, N. A. Hozenjuk

South Ural State University

An elaslohydrodynamic lubricating model is presented for the problem of a hydrodynamic lubricating fluid in elastic structure that includes distributed structural inertia. The Mass-conserving fluid method has been used. In the present work, an EHD simulation has been conducted for a big end connecting rod bearing.

*Elastohydrodynamic lubricants theory, connecting rod bearing, Elrod's equation*

### Информация об авторах

**Рождественский Юрий Владимирович** - доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт», декан Автотракторного факультета Южно-Уральского государственного университета. Тел 267-92-13, E-mail: [dekanat-at@susu.ac.ru](mailto:dekanat-at@susu.ac.ru). Область научных интересов: трение и износ, динамика трибосопряжений двигателей внутреннего сгорания, гидродинамическая теория смазки.

**Хозенюк Надежда Александровна** - ассистент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Тел. 267-92-13, E-mail: [zea@susu.ac.ru](mailto:zea@susu.ac.ru). Область научных интересов: динамика сложнагруженных подшипников жидкостного трения, упругогидродинамическая теория смазки.

**Rozhdestvensky Yuri Vladimirovich** - Doctor of engineering sciences, professor, member of the Russian Academy of Transport, Dean of the «Motor and Tractor» faculty and Head of the «Motor Transport» Department of the South Ural State University. Phone: 267-92-13, E-mail: [zea@susu.ac.ru](mailto:zea@susu.ac.ru). Area of research: friction and wear, dynamics of complex-loaded bearings of internal combustion engines, hydrodynamic lubrication theory.

**Hozenyuk Nadezhda Alexandrovna** - assistant of «Motor Transport» Department of the South Ural State University. Phone: 267-92-13. E-mail: [zea@susu.ac.ru](mailto:zea@susu.ac.ru). Area of research: dynamics of complex-loaded bearings of internal combustion engines, elastohydrodynamic lubrication theory.



## ВЛИЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ДЕТОНАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ТЯГОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

© 2009 В. А. Поршнева

ОАО «Конструкторское бюро «Электроприбор»

Рассмотрено влияние элементов конструкции (длины камеры, диффузора и эжектора), оказываемое на тяговые характеристики пульсирующего детонационного двигателя (ПДД). Изложена сущность вычислительного эксперимента, приведены его результаты. Кроме того приведены обобщенные результаты огневых испытаний демонстратора ПДД.

*Детонационная волна, ударная волна, детонационная камера, диффузор, эжектор, фронт волны, режим Чепмена-Жуге.*

С точки зрения математической модели пульсирующий детонационный двигатель (ПДД) представляет собой (рис.1) цилиндрическую камеру постоянного сечения, заполненную при давлении, равном давлению окружающей среды, взрывчатым веществом, соединенную с диффузором и эжектором, заполненным при том же давлении нейтральным газом (воздухом).

Длина цилиндрической камеры  $l_1$ , диаметр  $d_1$ , длина диффузорного участка  $l_0$ , угол полураствора диффузора  $\alpha$ . Эжектор характеризуют длины  $l_2, l_3$ , диаметр  $d_2$ , угол полураствора  $\beta$ . В камере находится взрывчатая смесь с давлением  $p_1$ , плотностью  $\rho_1$ . Скорость смеси  $v_1=0$ . Область камеры, где находится невозмущенная взрывчатая смесь, далее называется областью 1.

Давление воздуха в диффузорном участке  $p_0$ , плотность  $\rho_0$ , скорость  $v_0 = 0$ . Область диффузора и эжектора, где находится невозмущенный воздух, далее называется областью 0.

Ось OX направлена вдоль оси камеры, а ее начало совпадает с дном камеры. У дна камеры в момент времени  $t=0$  инициируется детонационная волна (рис.1), которая распространяется по взрывчатой смеси в режиме Чепмена-Жуге. После того как в момент времени  $t_1$  фронт волны детонации закончит движение по взрывчатой смеси, по воздуху от сечения  $x=l_1$  пойдет ударная волна. Подвижная граница, разделяющая продукты детонации и воздух, будет представлять собой контактный разрыв, на котором плотность, температура и химический состав будут ис-

пытывать разрыв. Ударная волна, распространяясь по диффузорному участку, придет в сечения  $x=l_1+l_0$ , и далее будет происходить вытекание воздуха из диффузора. Когда контактный разрыв достигнет сечения  $x=l_1+l_0+l_2$ , начнется вытекание продуктов детонации из детонационного двигателя.

Задача состоит в том, чтобы определить изменение параметров течения продуктов детонации и газа в детонационном двигателе с течением времени и определить суммарный импульс тяги двигателя за счет действия давления продуктов детонации на дно его камеры, а затем воздуха и продуктов детонации на стенки диффузора и эжектора.

С точки зрения определения влияния диффузора и эжектора на тяговые характеристики ПДД следует рассмотреть второй этап его работы.

Второй этап работы двигателя начинается с момента  $t_1$ , когда в сечении  $x=l_1$  возникает ударная волна S, которая движется по воздуху и приводит его в движение, и контактный разрыв C, который разделяет продукты детонации и воздух, прошедший через ударную волну. Контактный разрыв ведет себя как поршень. Он поджимает воздух и создает ударную волну и в то же время в продуктах детонации создает волну разрежения с фронтом F<sub>2</sub>, движущимся в отрицательном направлении оси OX (рис.1,d).

Движение продуктов детонации в камере и диффузоре можно описать системой уравнений газовой динамики идеального газа в двумерной постановке (зависимость от двух пространственных переменных и от времени) [1].

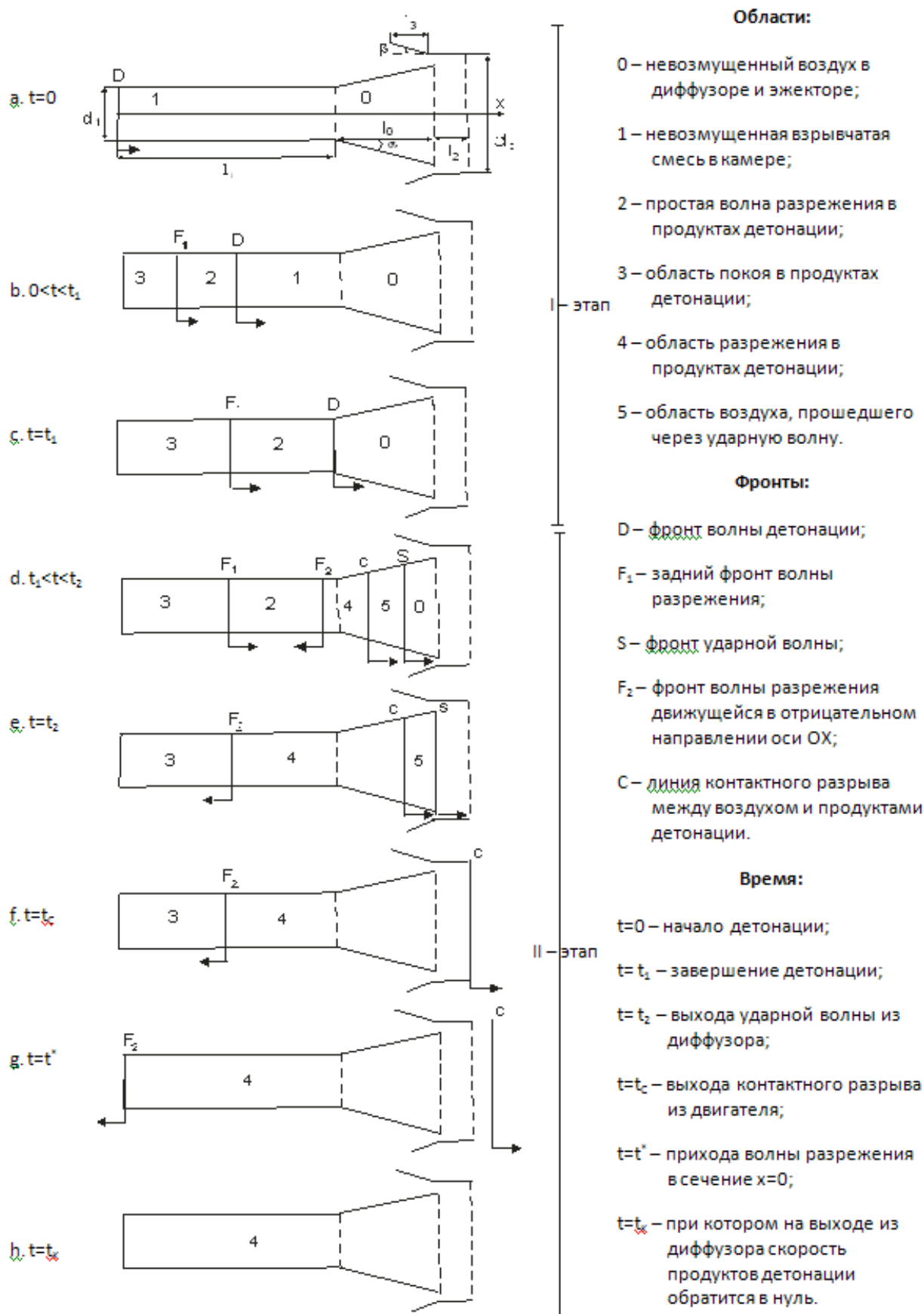


Рис.1. Режимы и этапы работы детонационного двигателя:  
 I – этап распространения фронта детонации по камере;  
 II – этап течения продуктов детонации и воздуха после завершения детонации

Выпишем эти системы для случаев плоской и осевой симметрии.

Плоская симметрия:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} &= 0, \\ \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(p + \rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} &= 0, \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(p + \rho v^2)}{\partial y} &= 0, \\ \frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial((e + p)u)}{\partial x} + \frac{\partial((e + p)v)}{\partial y} &= 0, \\ p &= (\kappa - 1)\rho e, \\ E &= e + \frac{u^2 + v^2}{2}. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Здесь  $t, x, y$  - независимые переменные;

$\rho$  - плотность;

$u, v$  - компоненты вектора скорости вдоль осей  $x$  и  $y$  соответственно;

$e$  - внутренняя энергия единицы массы газа;

$p$  - давление;

$E$  - полная энергия единицы массы газа;

$\kappa$  - отношение удельных теплоёмкостей.

Осевая симметрия:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial r} &= -\frac{\rho v}{r}, \\ \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(p + \rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} &= -\frac{\rho uv}{r}, \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(p + \rho v^2)}{\partial y} &= -\frac{\rho v^2}{r}, \\ \frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial((e + p)u)}{\partial x} + \frac{\partial((e + p)v)}{\partial y} &= -\frac{(e + p)v}{r}, \\ p &= (\kappa - 1)\rho e, \\ E &= e + \frac{u^2 + v^2}{2}. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Здесь  $t, x, r$  - независимые переменные.

Остальные параметры – те же, что и в плоском случае.

*Граничные условия*

Решения систем (1), (2) должны удовлетворять граничным условиям: на дне камеры, на стенках камеры, на стенках диффузора, на эжекторе и в выходном сечении двигателя. На поверхности детонационного

фронта, на контактном разрыве и на ударной волне граничные условия не ставятся, так как будет иметь место сквозной счёт.

На дне, стенках камеры, а также на стенках эжектора выполняется граничное условие для скорости: нормальная к дну и стенкам компонента скорости равна нулю. То же самое выполняется на оси (плоскости) симметрии. На остальных внешних границах производные по нормали от всех интегрируемых функций равны нулю.

*Начальные условия*

Состояние продуктов детонации и воздуха в момент  $t=t_1$ , т.е. в конце I этапа, служит начальным условием для II этапа. Начальные условия имеют следующий вид:

$v=v_1(x), \rho=\rho_1(x), p=p_1(x)$  при  $t=t_1, 0 \leq x \leq l_1$ ;

$v=v_0, \rho=\rho_0, p=p_0$  при  $t=t_1, l_1 < x \leq l_1 + l_0$ .

Здесь  $v_1(x), \rho_1(x), p_1(x)$  – функции распределения скоростей, плотностей и давлений в трубе в момент прихода фронта детонации D в сечение  $x=l_1$ . Эти функции определяются по известному аналитическому решению при  $t=t_1$  [3]. Протяжённость волны разрежения в момент  $t=t_1$ :

$$x_{e.p.} = \left( a_d - \frac{\gamma_2 - 1}{2} \cdot v_d \right) \cdot t_1.$$

В момент  $t=t_1$  определяется распределение  $v$  на промежутке  $x_{e.p.} \leq x \leq l_1$ . В области  $0 \leq x \leq x_{e.p.}$   $v=0$ . Параметры  $\rho$  и  $p$  определяются через  $v$ .

$$\rho = \rho_d \left[ 1 + \frac{\gamma_2 - 1}{2} \cdot \frac{v - v_d}{a_d} \right]^{\frac{2}{\gamma_2 - 1}};$$

$$p = p_d \left[ 1 + \frac{\gamma_2 - 1}{2} \cdot \frac{v - v_d}{a_d} \right]^{\frac{2\gamma_2}{\gamma_2 - 1}}.$$

В расчёте начальных значений также участвовали такие параметры, как безразмерная

величина  $h^2 = 2q \frac{\rho_1}{p_1}$ ,  $p_1 = p_0$ , скорость кон-

тактного разрыва  $U_c$  и скорость ударной волны  $U_s$ .

Отметим, что хорошей и быстрой аппроксимацией полного начального условия является задание энергоперепада между цилиндрической частью камеры и всем остальным про-

странством. Через небольшое число шагов по времени решение краевой задачи выходит на нужный режим.

*Определение суммарного импульса давления на дно камеры, стенки диффузора и стенки эжектора*

В результате численного решения краевой задачи, описанной ниже, определяются: поля газодинамических параметров внутри и в окрестности детонационной камеры с диффузором и эжектором, давление  $p(0, y, t)$ , действующее на дно камеры, распределение давления  $p$  на участке диффузора  $l_1 \leq x \leq l_1 + l_0$  и на участке эжектора, который составляет с детонационной камерой единое целое.

Теоретическое значение суммарного размерного импульса давления  $I_c$  (за промежутков времени  $0 \leq t \leq t_k$ ) складывается из донного размерного импульса  $I_1$ , дополнительного размерного импульса  $I_2$  за счет диффузорного участка и дополнительного размерного импульса  $I_3$  за счет эжекторного участка:

$$I_c = I_1 + I_2 + I_3, \quad (3)$$

$$\text{где: } I_1 = \int_0^{t_k} \int_0^{d_1/2} FP_1(y)(p(0, y, t) - p_0) dy dt; \quad (4)$$

$$I_2 = \int_0^{t_k} \int_{l_1}^{l_1+l_0} (p_D(x, y(x), t) - p_D^e(x, y(x), t)) \times \\ \times FP_D(x, y(x)) \cdot tg\alpha \cdot dx dt \quad ; \quad (5)$$

$$I_3 = \int_0^{t_k} \int_{l_1+l_0-l_3}^{l_1+l_0} (p_3^e(x, y(x), t) - p_3(x, y(x), t)) \times \\ \times FP_3(x, y(x)) \cdot tg\beta \cdot dx dt. \quad (6)$$

Здесь  $FP_1(y) = 2\pi y$ ;  $0 < y < d_1/2$ ;

$FP_D(x, y(x))$  - периметр сечения канала на диффузорном участке;

$FP_3(x, y(x))$  - периметр сечения канала на эжекторном участке в точке  $x$ ;

$$FP_D(x) = \pi(d_1 + 2(x - l_1) \cdot tg\alpha);$$

$$l_1 \leq x \leq l_1 + l_0.$$

$$FP_3(x) = \pi(d_2 + 2(l_1 + l_0 - x) \cdot tg\beta),$$

$$l_1 + l_0 - l_3 \leq x \leq l_1 + l_0.$$

$p_D(x, y(x), t), p_D^e(x, y(x), t)$  - давление на внутренней и внешней стенках диффузора;

$p_3(x, y(x), t), p_3^e(x, y(x), t)$  - давление на внутренней и внешней стенках эжектора.

Внутренние интегралы в (4), (5) и (6) вычисляются по методу трапеций [2], внешние интегралы вычисляются по методу левых прямоугольников [2].

*Численный метод крупных частиц (метод Давыдова) решения краевых задач*

Численные методы в поставленных задачах применяются по причине сложной нелинейной природы исходных систем уравнений, которые не поддаются аналитическому решению.

В отчёте [3] приведено решение подобных задач при отсутствии эжектора как функции от одной пространственной переменной  $x$  и от времени  $t$ . Этого достаточно, чтобы исследовать течение на этапе 1 аналитически, а на этапе 2 – численно с помощью метода Лакса-Вендроффа. Учёт двух измерений ( $x, y$ ) по пространству в настоящем исследовании заставляет применять более сложные системы уравнений и более мощные численные методы для их решения на II этапе. К числу таких методов относится метод крупных частиц (метод Давыдова). Расчётная область разбивается на простые геометрические фигуры (прямоугольники, треугольники и т.д.), прилегающие друг к другу. Газ, попавший в каждую такую фигуру, объявляется крупной частицей. Решение получается продвижением небольшими шагами по времени. Основной идеей этого метода является идея расщепления «по физическим факторам», когда сначала «работают» силы давления, затем происходит перетекание газа из одной крупной частицы в другую, и в конце происходит объединение результатов двух первых этапов в исходные уравнения, но уже на новом временном шаге.

Две системы (1), (2) будут численно интегрироваться, используя метод Давыдова (крупных частиц) [1,4,5], модифицированный на случай произвольной треугольной сетки [6].

Выпишем разностные схемы метода Давыдова для случая плоской симметрии. Для случая осевой симметрии разностные схемы аналогичны.

Расчётное поле с помощью алгоритма триангуляции разбивается на множество треугольников. Достоинство треугольной сетки – в её быстрой адаптации к произвольным границам.

Все вычисляемые газодинамические параметры (плотность, скорость, полная энергия, давление) относятся к геометрическим центрам треугольников.

Расчёт одного временного шага разбивается на три этапа. На первом, *эйлеровом этапе*, пренебрегают дивергентными членами. Укороченные дифференциальные уравнения Эйлера этапа дискретизируются на треугольной сетке:

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \\ \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \\ \rho \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial pu}{\partial x} + \frac{\partial pv}{\partial y} = 0. \end{cases}$$

В частности, члены с давлением можно заменить через контурные интегралы (применяются теорема Грина и теорема о среднем [7]):

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \oint_{\Delta} p dy / \oint_{\Delta} x dy, \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= -\oint_{\Delta} p dx / \oint_{\Delta} x dy, \\ \frac{\partial pu}{\partial x} + \frac{\partial pv}{\partial y} &= [\oint_{\Delta} p u dy - p v dx] / \oint_{\Delta} x dy. \end{aligned}$$

Контурные интегралы при численных расчётах обходятся по сторонам треугольника против часовой стрелки:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &\approx \frac{\sum_{j=1}^3 (p_{j+1} + p_j)(y_{j+1} - y_j)}{\sum_{j=1}^3 (x_{j+1} + x_j)(y_{j+1} - y_j)}; \\ \frac{\partial p}{\partial y} &\approx \frac{-\sum_{j=1}^3 (p_{j+1} + p_j)(x_{j+1} - x_j)}{\sum_{j=1}^3 (x_{j+1} + x_j)(y_{j+1} - y_j)}; \end{aligned}$$

$$\frac{\partial(pu)}{\partial x} + \frac{\partial(pv)}{\partial y} \approx \frac{\sum_{j=1}^3 \{ (p_{j+1}u_{j+1} + p_ju_j)(y_{j+1} - y_j) - (p_{j+1}v_{j+1} + p_jv_j)(x_{j+1} - x_j) \}}{\sum_{j=1}^3 (x_{j+1} + x_j) \cdot (y_{j+1} - y_j)}.$$

Здесь:  $p_4=p_1$ ,  $x_4=x_1$ ,  $y_4=y_1$ ;  $p_1, p_2, p_3$  – значения давления в трёх соседних треугольниках;  $(x_1, y_1), (x_2, y_2), (x_3, y_3)$  – координаты центров этих треугольников.

Граница заменяется виртуальными ячейками, чтобы сохранить единую схему расчёта.

После аппроксимации производных с давлением величины с «волнами» определяются обычным образом, как это принято в классическом методе Давыдова [4,5]:

$$\begin{cases} \tilde{u}_i^n = u_i^n - \frac{\Delta t}{\rho_i^n} (\partial p / \partial x)_i^n, \\ \tilde{v}_i^n = v_i^n - \frac{\Delta t}{\rho_i^n} (\partial p / \partial y)_i^n, \\ \tilde{E}_i^n = E_i^n - \frac{\Delta t}{\rho_i^n} [(\partial(pu) / \partial x)_i^n + (\partial(pv) / \partial y)_i^n]. \end{cases} \quad (7)$$

На *лагранжевом этапе* учитывают то, что было опущено на эйлеровом этапе, то есть члены, описывающие перенос массы, импульса, энергии.

Выберем произвольную сторону треугольника, например, отрезок  $(x_1, y_1) - (x_2, y_2)$ .

Выпишем формулу для потока массы через выбранную границу:

$$\Delta M_{K_{1,2}}^n = \rho_p^n \frac{\tilde{u}_{i(\text{норм})}^n + \tilde{u}_{k_{1,2}(\text{норм})}^n}{2} \Delta t L((x_1, y_1), (x_2, y_2)), \quad (8)$$

где  $\Delta M_{K_{1,2}}^n$  – поток массы через сторону  $(x_1, y_1) - (x_2, y_2)$ .  $\rho_p^n$  – плотность в текущем треугольнике, если поток вытекает из него, и плотность в соседнем через указанную сторону треугольнике, если поток втекает;  $\tilde{u}_{i(\text{норм})}^n$  – нормальная составляющая вектора скорости для текущего треугольника;  $\tilde{u}_{k_{1,2}(\text{норм})}^n$  – нормальная составляющая вектора скорости для соседнего треугольника;  $\Delta t$  – шаг по времени;

$$L((x_1, y_1), (x_2, y_2)) = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} - \text{длина стороны } (x_1, y_1) - (x_2, y_2).$$

На заключительном этапе

$$\left\{ \begin{aligned} \rho_i^{n+1} &= \rho_i^n + \sum_{j=1}^3 \Delta M_j^n / S_i \\ u_i^{n+1} &= (\tilde{u}_i^n \rho_i^n + \sum_{j=1}^3 \Delta M_j^n \tilde{u}_p^n / S_i) / \rho_i^{n+1} \\ v_i^{n+1} &= (\tilde{v}_i^n \rho_i^n + \sum_{j=1}^3 \Delta M_j^n \tilde{v}_p^n / S_i) / \rho_i^{n+1} \\ E_i^{n+1} &= (\tilde{E}_i^n \rho_i^n + \sum_{j=1}^3 \Delta M_j^n \tilde{E}_p^n / S_i) / \rho_i^{n+1} \end{aligned} \right. , \quad (9)$$

где  $S_i$  - площадь текущего ( $i$ -го) треугольника.

Нижний индекс  $p$  у переменных  $\tilde{u}_p^n$ ,  $\tilde{v}_p^n$ ,  $\tilde{E}_p^n$ , равен номеру текущего треугольника, если поток вытекает из него через указанную сторону, в противном случае, этот индекс равен номеру соседнего треугольника с общей указанной стороной. В процессе триангуляции номера соседних треугольников не обязательно образуют упорядоченную последовательность, поэтому, хотя задача двумерная по пространству, целесообразно применять векторную запись для хранения искомым газодинамических параметров.

На теле ставится условие *непротекания*:

$$u_{гр.(норм)}^n = u_{вирт.(норм)}^n \quad (10)$$

На внешних границах ставятся обычные условия «мягкого» сопряжения (равенство нулю производных от интегрируемых функций по нормали к границе).

Таким образом, формулы (7), (8), (9), (10) представляют метод Давыдова для случая произвольной треугольной сетки.

Результаты оформлены в виде таблиц, графиков и полей распределения газодинамических параметров (давление и число Маха).

На рис.2 и в табл.1 представлены результаты вычислений превышения донного давления над давлением окружающей среды во времени ( $0 < t < t_k$ ). Время завершения решения краевой задачи  $t_k$ . Угол  $\alpha = 15^\circ$ ; длина диффузорного участка  $l_0 = 0.050$  м; длина цилиндрического участка  $l_1 = 0.450$  м; длина эжекторного участка  $l_3 = 0.400$  м; угол  $\beta = 15^\circ$ ,  $h^2 = 120$ .

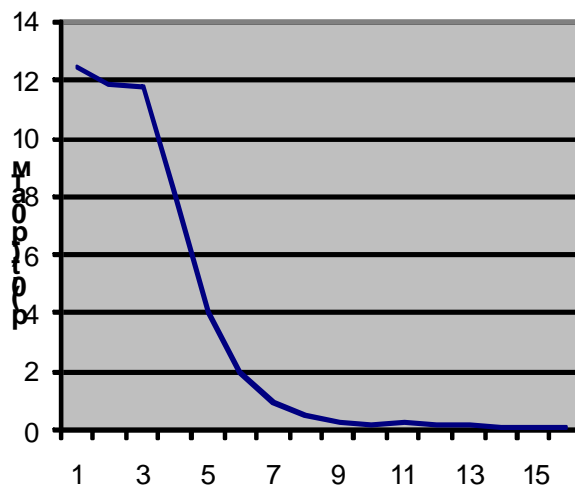


Рис. 2. Превышение донного давления

Таблица 1- Превышение донного давления

Время, мс	Давление, бар	Время, мс	Давление, бар
0.0	12.5	0.8	0.31
0.1	11.9	0.9	0.19
0.2	11.7	1.0	0.25
0.3	8.21	1.1	0.21
0.4	4.11	1.2	0.16
0.5	2.00	1.3	0.14
0.6	1.01	1.4	0.12
0.7	0.47	1.5	0.10

Интегральные импульсы (н\*сек)

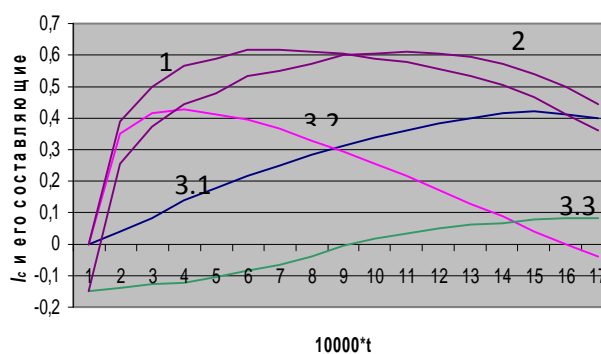


Рис. 3. Размерные интегральные импульсы

На рис. 3 представлены зависимости суммарного интегрального импульса  $I_c$  от времени: 1-без эжектора; 2-с эжектором; 3-отдельные компоненты суммарного интегрального импульса: 3.1 – донный импульс, 3.2 – диффузорный импульс, 3.3-эжекторный импульс.

Эжектор повышает отношение превышения донного давления над давлением окружающей среды на 19%, причём в начальные

моменты времени это отношение меньше (кривые 1 и 2), чем без эжектора (через эжектор уходит газ за счёт перепада давления), зато в конце расчёта эжектор начинает выполнять свою основную функцию – засасывать воздух из окружающей среды.

На рис.4 представлены поля давления в детонационном двигателе в фиксированные моменты времени  $t=0.10t_k$ ,  $0.25t_k$ ,  $1.00t_k$ . Как видно из приведенных результатов, поток существенно перестраивается при изменении времени. Если в начальные моменты времени ( $t=0.1t_k$ ,  $0.25t_k$ ) масса газа выбрасывается через эжектор, то в последующие моменты ( $t>0.5t_k$ ) воздух из окружающей среды засасывается через эжектор, что создаёт дополнительный положительный суммарный импульс  $I_3$  эжектора (для нашего варианта расчёта 19% при  $t = t_k$ ).

*Физические закономерности, отмеченные в результате расчётов*

В результате аналитического (этап 1) и численного (этап 2) решения были получены распределения параметров продуктов детонации и воздуха после завершения детонации ( $t=t_1$ ), определены при численном решении положение контактного разрыва и ударной волны в фиксированные моменты времени (для выделенных номеров итераций), а также значения давления продуктов детонации на дно камеры, донный и суммарный размерный импульсы. Определены зависимости этих импульсов по времени за один цикл работы двигателя, характеризующие работу отдельных элементов (цилиндрической, диффузорной и эжекторной частей) двигателя.

Вычисление каждого варианта заканчивалось, как только значение скорости в выходном сечении диффузора становилось отрицательным.

На рис. 2, иллюстрирующем превышение давления в донной части над давлением окружающей среды (в расчётах - атмосферным), начальный участок превышения представляет собой слабо изменяющуюся линию, так как соответствует области покоя продуктов детонации (с постоянным давлением). После прихода в эту область волны разрежения давление у дна камеры начинает падать и становится ниже давления окружающей среды.

Как видно из графика для полного интегрального импульса, а также составляющих полный импульс донного, диффузорного и эжекторного импульсов (рис. 3), он имеет качественно тот же вид, что и в одномерном нестационарном случае. Добавление третьего слагаемого неоднозначно влияет на вид графика, хотя в конечные моменты времени, превышающие  $0.5t_k$  расчёта эжектор начинает выполнять свою основную функцию – засасывать воздух из окружающей среды.

На рис. 4 изображены поля давления  $p/p_0$  в три момента времени ( $t=0.10t_k$ ,  $0.25t_k$ ,  $1.00t_k$ ). Первые два момента иллюстрируют отрицательное действие эжектора, когда избыточное давление выдавливает газ наружу. На третьем рисунке газ начинает засасываться.

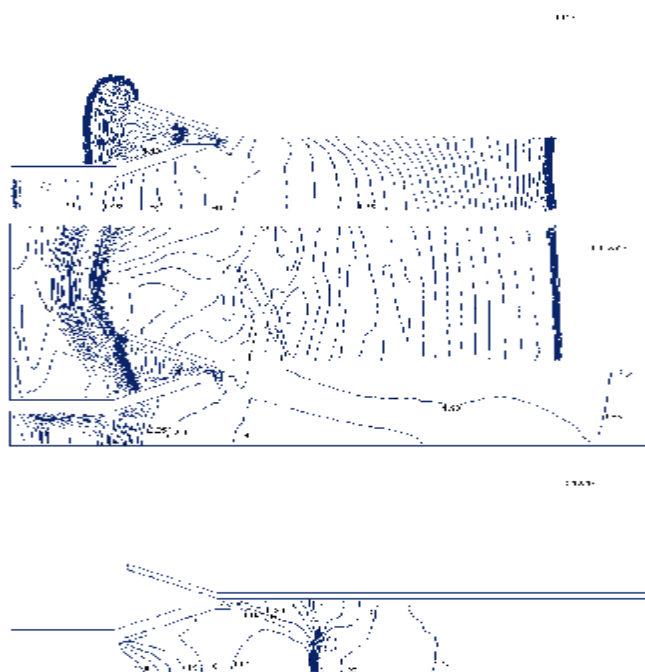


Рис. 4. Поля давления в детонационном двигателе в различные моменты времени

*Определение влияния элементов конструкции на тяговые характеристики ПДД в процессе огневых испытаний*

Огневые испытания проводились на частотах следования детонационных импульсов 20...30 Гц. В процессе испытаний исследованы несколько вариантов конструкции демонстратора ПДД:

- с цилиндрической ДК внутренним диаметром  $d = 25$  мм и длиной  $L_{ДК} = 320, 400, 500$  мм;
- с цилиндрической ДК внутренним диаметром  $d = 25$  мм и длиной  $L_{ДК} = 320, 400, 500$

мм, диффузором с углом раскрытия  $\alpha = 30, 40, 45^\circ$ ;

- с цилиндрической ДК внутренним диаметром  $d = 25$  мм и длиной  $L_{ДК} = 320, 400, 500$  мм, диффузором с углом раскрытия  $\alpha = 30, 40, 45^\circ$ , эжектором диаметром  $d_{эж} = 56$  мм и длиной  $L_{эж} = 85, 170, 255, 340$  мм.

Всего проведено 20 серий огневых экспериментов по 3-5 в каждой серии. В статье приведены результаты исследований, проводимых на рабочей частоте следования детонационных импульсов 30 Гц при постоянном расходе для всех серий.

В качестве основной тяговой характеристики был исследован удельный импульс

$I_y = \frac{P}{\dot{m}_o + \dot{m}_z}$ , где  $\dot{m}_o + \dot{m}_z$  - массовый расход рабочей смеси.

Кроме этого определялась скорость распространения детонационной волны по длине ДК.

Скорость детонационной волны определена как отношение расстояния к времени прохождения ДВ между датчиками давления 014МТ и составляет  $D = (1547,0 - 1739,1)$  м/с. (Расстояние между датчиками составляет 0,2; 0,28; 0,3 м, время прохождения измеряется при помощи цифрового осциллографа АСК-3107).

Основные результаты исследований представлены в виде диаграммы на рис. 5.

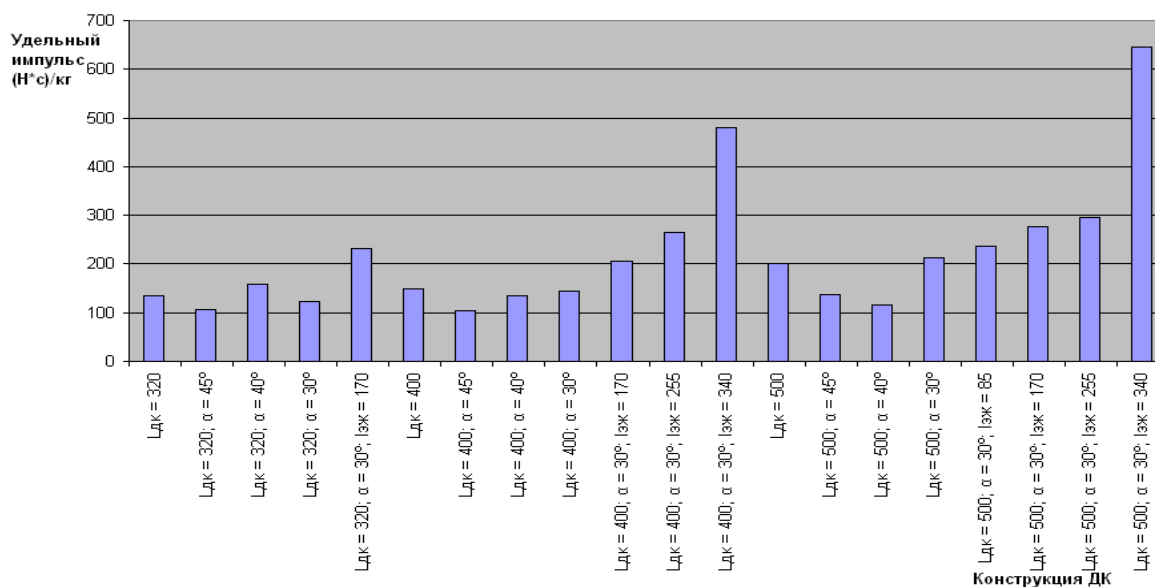


Рис. 5. Диаграмма результатов исследований

В пределах проведенных исследований наибольший прирост удельного импульса тяги при работе демонстратора ПДД в земных статических условиях дают увеличение длины цилиндрической части ДК до 20 калибров и длины эжектора до 6-7 калибров.

Удельный импульс тяги демонстратора ПДД (среднее его значение на измеряемом промежутке времени) достигает необходимых в сравнении с ТРД значений

$I_y = 0,6...0,8 \frac{кН \cdot с}{кг}$  при условии, что длина цилиндрической части ДК составляет 20 калибров, длина эжектора – 6,07 калибра, угол раскрытия диффузора  $\alpha=30^\circ$ , при частоте следования детонационных импульсов  $f=30$ Гц и суммарном массовом расходе ком-

понентов 0,0143 кг/с. В этом случае

$$I_y = 0,646 \frac{кН \cdot с}{кг}$$

Наиболее эффективным является диффузор с углом раскрытия не более  $30^\circ$ .

Исследования проводятся в рамках гранта МО РФ.

#### Библиографический список

1. Белоцерковский, О.М. Численное моделирование в механике сплошных сред / О.М. Белоцерковский. -М.: Наука. - 1984.
2. Гутер, Р.С. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта / Р.С. Гутер, Б.В. Овчинский. - М.: Наука. - 1970.



3. Исследование и разработка пульсирующих детонационных двигателей для перспективных образцов вооружения и военной техники. Шифр «Почин» (II этап): науч.-техн. отчет ОАО «КБ «Электроприбор». Вып. по Гос. Контр. № 5144 от 31.05.2004. 2005 г.

4. Математическая энциклопедия. -Т.3. М.: Сов. энцикл., 1982.

5. Математический энциклопедический словарь. - М.: Сов. энцикл., 1988.

6. Шевырёв, С.П. Разностные схемы метода Давыдова на произвольной сетке. - Математика. Механика: сб. науч. трудов. / С.П. Шевырёв. - Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 2005. -С. 205-209.

7. Фихтенгольц, Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления / Г.М. Фихтенгольц.— М.: Наука. - 1970. Т.3.

#### References

1. Belotserkovsky O.M. Chislennoe modeling in a mechanics of continua. M: Nauka. The main edition of the physical and mathematical literature, 1984.

2. Guter R. S, Ovchinsky B.V. Element of a numerical analysis and mathematical machining of results of experience. - M: Nauka. The main edition of the physical and mathematical literature, 1970.

3. The Technological report of «Electropribor» Design Bureau. «Research and working out of pulsing detonation engine for perspectiv samples of armament and the military engineering», the code «Pochin» (II stage). It is executed on the state contract № 5144 from 31.05.2004. 2005 year.

4. The mathematical encyclopaedia. Volume 3. M: the Soviet encyclopaedia, 1982.

5. The mathematical encyclopaedic dictionary. M: the Soviet encyclopaedia, 1988.

6. Shevyrev S.P. Difference of the circuit design of a method of Davidov on any grid. - Mathematics. Mechanics. The collector of proceedings. Publishing house Saratov University, 2005, page 205-209.

7. Fihntengolts G.M. Kurs differential and integral calculus. Volume III. M: Nauka. The main edition of the physical and mathematical literature, 1970.

## AGENCY OF MEMBERS OF THE PULSE DETONATION ENGINE ON THRUST CHARACTERISTICS

© 2009 V. A. Porshnev

«Electropribor» Design Bureau, Saratov

In paper agency of members (depth of the room, a diffusor and an ejector), rendered on tractive characteristics of the pulse detonation engine (PDE) is observed. The essence of computing experiment is stated, its results are resulted. Besides the generalised results of fire tests of demonstrator PDE are resulted.

*A detonation wave, a shock wave, a detonation chamber, a diffusor, an ejector, wave front, regime Chepmena-Zhuzge*

### Информация об авторах

**Поршнев Владимир Александрович**, кандидат технических наук, начальник научно-исследовательского центра ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов, 410065, 2-й Красноармейский тупик, д. 3. E-mail: [pva@kbep.ru](mailto:pva@kbep.ru). Область научных интересов: детонация, детонационный двигатель, конструкция, рабочий процесс, статические и динамические характеристики, испытания.

**Porshnev Vladimir Alexandrovich**, candidate of technical science, the chief of the research centre, «Electropribor» Design Bureau, 410065, Saratov, 2-i Krasnoarmeiskii Tupik, 3. E-mail: [pva@kbep.ru](mailto:pva@kbep.ru). Area of research: Detonation, a detonation engine, design, working process, static and dynamic characteristics, tests.

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО АППАРАТА ГИПЕРВЕКТОРНОГО РАНЖИРОВАНИЯ ДЛЯ ВЫБОРА ЭНЕРГОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ**

©2009 В. В. Сафронов, А. С. Жебраков

ОАО «Конструкторское бюро «Электроприбор», г. Саратов

Рассматривается задача выбора эффективных вариантов энергосиловых установок и вариантов их конструкции для различных летательных аппаратов на этапе проектирования, которая сводится к задаче гипервекторного ранжирования. Предлагается метод ее решения, основанный на методе «жесткого» ранжирования. Приведен численный пример.

*Энергосиловая установка, летательный аппарат, критерии, гипервекторное ранжирование*

Энергосиловая установка (ЭСУ) является важнейшей подсистемой любого подвижного объекта, в том числе, летательного аппарата (ЛА). На ЛА применяются различные варианты энергосиловых установок: ВРД (воздушно-реактивные двигатели), ПВРД (прямоточные воздушно-реактивные двигатели), СПВРД (сверхзвуковые прямоточные воздушно-реактивные двигатели), ГПВРД (гиперзвуковые прямоточные воздушно-реактивные двигатели), ЖРД (жидкостные ракетные двигатели), РДТТ (ракетные двигатели твердого топлива), РПДж (жидкостные ракетно-прямоточные двигатели), РПДт (ракетно-прямоточные двигатели твердого топлива) и ДД (детонационные двигатели), в том числе пульсирующие (ПДД) [1–3]. Характеристики ЭСУ во многом определяют эффективность функционирования всей системы. Поэтому актуальной является задача выбора эффективного варианта ЭСУ, а также эффективного варианта конструктивного исполнения принятой схемы ЭСУ, которая решается на этапе проектирования.

Выбор эффективного варианта энергосиловой установки (ЭСУ) предлагается осуществлять в следующей последовательности:

1. Составить дерево возможных вариантов ЭСУ для каждого класса подвижных объектов, например, летательных аппаратов.
2. Сформировать, исходя из предназначения ЭСУ, множество критериев, характеризующих её основные качества.
3. Определить коэффициенты важности критериев.

4. Решить задачу ранжирования и построить множество эффективных вариантов (кортеж Парето) или подмножество эффективных вариантов (подкортеж Парето) ЭСУ.

В аналогичной последовательности осуществляется и выбор эффективного варианта конструкции ЭСУ.

В качестве примера на рис. 1 показан фрагмент «дерева» вариантов ЭСУ для ЛА. Каждый из вариантов характеризуется одиннадцатью критериями  $K_{ij}$ , которые представлены двумя многовекторными компонентами (табл.1). В первую многовекторную компоненту входят 7 критериев ( $K_{11} - K_{17}$ ), заданных в интервальном виде. Вторая многовекторная компонента состоит из 4 критериев.

Необходимо осуществить ранжирование ЭСУ по рассматриваемой совокупности критериев и выбрать эффективный вариант. Такое сочетание критериев приводится впервые и позволяет, как показали исследования, всесторонне охарактеризовать ЭСУ.

В аналогичной последовательности осуществляется и выбор эффективного варианта конструкции ЭСУ. Каждый из вариантов конструкции, как показал анализ, характеризуется восемью критериями  $m_{kl}$ , представленными тремя многовекторными компонентами (табл.2). Первая компонента состоит из 4 критериев, из которых три критерия ( $m_{11}, m_{12}, m_{14}$ ) заданы в интервальном виде.

С использованием методов теории принятия решений предлагаемая система критериев позволяет проводить оценку мно-

жества различных ЭСУ. Для такой оценки широкое применение нашли различные методы ранжирования, например, [4–6].

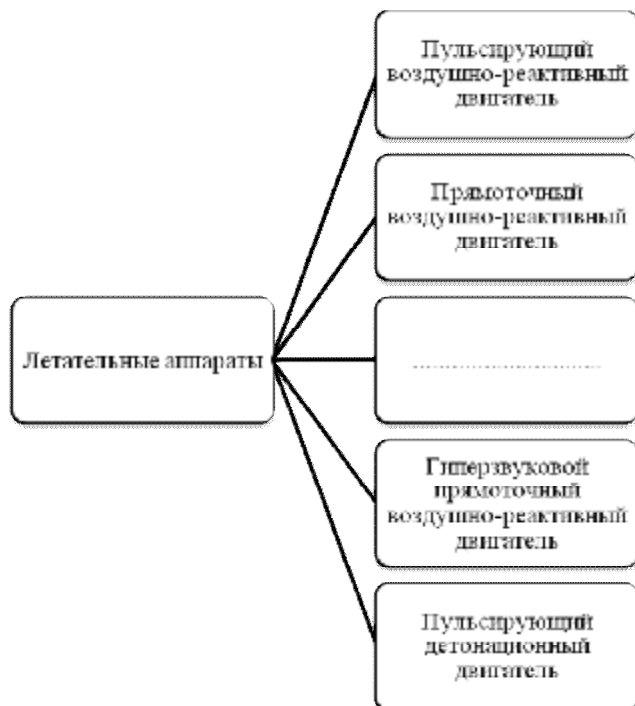


Рис.1. Дерево вариантов ЭСУ (фрагмент)

Таблица 1 - Критерии оценки типа ЭСУ

Характеристики	Критерии	Обозначение
Технические $K_1$	Масса	$K_{11}$
	Удельная тяга	$K_{12}$
	Коэффициент тяги	$K_{13}$
	Удельный расход	$K_{14}$
	Удельная масса двигателя	$K_{15}$
	Лобовая тяга	$K_{16}$
	Расходный комплекс	$K_{17}$
Эксплуатационные $K_2$	Сложность, технологичность конструкции	$K_{21}$
	Готовность к запуску	$K_{22}$
	Сложность эксплуатации	$K_{23}$
	Топливо	$K_{24}$

Как показывает анализ системы критериев, используемых для сравнения ЭСУ и конструкции ЭСУ, задача принятия решений сводится в данном случае к задаче гипервекторного ранжирования [7,8]. Рассмотрим постановку и метод решения такой задачи.

Таблица 2 - Критерии оценки конструкции ЭСУ

Характеристики	Наименование критерия	Обозначение
Тактические $m_1$	Время выхода на режим	$m_{11}$
	Частота пульсаций	$m_{12}$
	Возможность управления модулем тяги	$m_{13}$
	Масса силового блока (без топливного отсека)	$m_{14}$
Эксплуатационные $m_2$	Агрегатное состояние горючего при хранении	$m_{21}$
	Наличие специальной системы инициирования	$m_{22}$
Технологические $m_3$	Степень сложности и технологичности конструкции	$m_{31}$
	Наличие дополнительного окислительного компонента на борту	$m_{32}$

**Постановка и метод решения задачи гипервекторного ранжирования**

Введём необходимые в дальнейшем обозначения:

$$S = \{S_\alpha, \alpha = \overline{1, n}\} - \text{множество вариантов ЭСУ, где } n - \text{число ЭСУ;}$$

$K(S_\alpha) = \{K_\varepsilon(S_\alpha), \varepsilon = \overline{1, E}\} - \text{множество многовекторных компонент } K_\varepsilon(S_\alpha), \text{ характеризующих вариант ЭСУ } S_\alpha \in S;$

$K_\varepsilon(S_\alpha) = \{K_{\varepsilon j}(S_\alpha), j = \overline{1, r_\varepsilon}\}$  – множество векторных компонент, характеризующих вариант ЭСУ  $S_\alpha$ ;

$K_{\varepsilon j}(S_\alpha) = \{K_{\varepsilon ji}(S_\alpha), i = \overline{1, r_{\varepsilon j}}\}$  – множество скалярных компонент, характеризующих вариант ЭСУ  $S_\alpha$ ;

$A = \{a_\varepsilon, \varepsilon = \overline{1, E}\}$  – множество коэффициентов важности многовекторных компонент, причем  $\sum_{\varepsilon=1}^E a_\varepsilon = 1$ ;

$A_\varepsilon = \{a_{\varepsilon j}, j = \overline{1, r_\varepsilon}\}$  – множество коэффициентов важности векторных компонент, причём  $\sum_{j=1}^{r_\varepsilon} a_{\varepsilon j} = 1, \varepsilon = \overline{1, E}$ ;

$A_{\varepsilon j} = \{a_{\varepsilon ji}, i = \overline{1, r_{\varepsilon j}}\}$  – множество коэффициентов важности скалярных компонент, причём

$$\sum_{i=1}^{r_{\varepsilon j}} a_{\varepsilon ji} = 1, j = \overline{1, r_\varepsilon}, \varepsilon = \overline{1, E};$$

$S^\pi$  – множество эффективных (Парето оптимальных) вариантов ЭСУ с числом элементов  $n^\pi, S^\pi \in S$ ;

$S_p^0 \in S^\pi$  – варианты ЭСУ, которые входят в множество эффективных решений,  $p \in \{1, n\}$ ;

$D(S_\alpha) = \{D_i(S_\alpha), i = \overline{1, M}\}$  – множество ограничений, зависящих от варианта ЭСУ. При выборе вариантов ЭСУ должны выполняться условия

$$D_i(S_\alpha) \leq D_i^0, i = \overline{1, M}, \quad (1)$$

где  $D_i^0$  – допустимое значение  $i$ -го ограничения,  $M$  – число ограничений;

$P = \{S_{k_1}^0, S_{k_2}^0, \dots, S_{k_{n^\pi}}^0\}$  – упорядоченное множество эффективных вариантов ЭСУ (кортеж Парето); элементы кортежа ранжированы в соответствии с решающими правилами так, что выполняется условие

$$S_{k_1}^0 \succ S_{k_2}^0 \succ \dots \succ S_{k_i}^0 \succ \dots \succ S_{k_{n^\pi}}^0,$$

где « $\succ$ » – знак отношения доминирования,  $k_i \in \{1, 2, \dots, n\}$ . Длина кортежа равна  $n^\pi$ ;

Допустим, известны множества

$$A, A_\varepsilon, A_{\varepsilon j}, S, K_{\varepsilon j}(S_\alpha), D(S_\alpha),$$

( $\alpha = \overline{1, n}; \varepsilon = \overline{1, E}; j = \overline{1, r_\varepsilon}$ ), решающие правила.

Требуется найти кортеж Парето  $P$ , для элементов которого справедливо

$$K(S_p^0) = \min_{S_\alpha \in S} K(S_\alpha), S_p^0 \in P \quad (2)$$

и выполняется условие (1).

Пусть нам известен метод ранжирования систем по совокупности скалярных компонент  $K_{\varepsilon j}(S_{\alpha\varepsilon}), \varepsilon = \overline{1, E}, j = \overline{1, r_\varepsilon}$ , например, метод «жесткого» ранжирования [7,8]. После его применения будут построены частные кортежи Парето, которые позволяют однозначно определить расположение варианта ЭСУ  $S_\alpha$  относительно других вариантов по каждой векторной компоненте. Причём выявляются как доминирующие (доминируемые), так и эквивалентные варианты ЭСУ. Это позволяет придать всем векторным компонентам некоторые числа, значения которых зависят от расположения вариантов ЭСУ: для доминируемых вариантов ЭСУ эти значения больше, чем для доминирующих, а для эквивалентных вариантов ЭСУ эти значения будут равными. Назовём такие числа *псевдозначениями* (рангами) векторных компонент. Введение таких псевдозначений позволяет вновь применить метод «жесткого» ранжирования (число обращений к методу будет равно числу многовекторных компонент, т. е.  $E$  раз) и построить частные кортежи Парето. В результате решения задачи получаем расположение вариантов ЭСУ по совокупности многовекторных компонент  $K_\varepsilon(S_\alpha), \varepsilon = \overline{1, E}$ . Это, в свою очередь, позволяет обоснованно ввести псевдозначения многовекторных компонент и вновь обратиться к методу «жесткого» ранжирования. В итоге и будет построен искомый кортеж Парето. Более подробно методы ранжирования рассмотрены в [7,8].

*Методика решения задачи гипервекторного ранжирования*

1. Провести анализ исходной информации, формирование критериев оценок моделей, определить коэффициенты важности критериев.
2. Провести ранжирование вариантов ЭСУ по множеству скалярных компонент каждой векторной компоненты.
3. Определить псевдозначения векторных компонент.
4. Провести ранжирование вариантов ЭСУ по множеству векторных компонент (построить частные кортежи Парето).
5. Определить псевдозначения многовекторных компонент.
6. Построить кортеж Парето.
7. Провести анализ результатов решения.
8. В случае необходимости уточнить исходные данные. Перейти к шагу 2. В противоположном случае перейти к шагу 9.
9. Конец решения.

Рассмотрим теперь основные идеи метода жёсткого ранжирования. Без потери общности изложение будем проводить для систем  $S_\alpha, \alpha = \overline{1, n}$ , свойства которых задают с помощью критериев  $K_j(S_\alpha), j = \overline{1, r}$ .

Допустим, известны множества  $S, K(S_\alpha), A$ . Необходимо построить кортеж (подкортеж) Парето. Множество  $S$  при решении задачи ранжирования представляет собой множество вариантов ЭСУ (уже сформированных). В ходе решения задачи будем анализировать множество упорядоченных пар сложных систем  $S_k, S_l (k = \overline{1, n}; l = \overline{1, n}; k \neq l)$ , а результат анализа заносить в специальную оценочную матрицу  $\|C_{kl}\|$ .

Сущность метода заключается в следующем.

1. На основе попарного сравнения вариантов ЭСУ  $S_k, S_l (k = \overline{1, n}; l = \overline{1, n}; k \neq l)$  определяем элементы  $C_{kl}$  оценочной матрицы  $\|C_{kl}\|$ . Значения элементов  $C_{kl}$  подбирают

таким образом, чтобы отсеять неэффективные варианты ЭСУ. У эквивалентных вариантов ЭСУ  $S_k, S_l$  все соответствующие критерии равны. Полагаем,  $C_{kl} = 1, C_{lk} = 1$ .

К числу неэффективных вариантов ЭСУ отнесем варианты, у которых:

а) все значения критериев  $k$ -го варианта хуже, чем у  $l$ -го варианта, тогда полагаем  $C_{kl} = N_2 \gg 1$ ;

б) значения  $m(m < r)$  критериев  $k$ -го варианта хуже соответствующих значений критериев  $l$ -го варианта при равных соответствующих значениях остальных критериев этих вариантов. Тогда полагаем  $C_{kl} = N_3, 1 \ll N_3 < N_2$ .

Если же для вариантов  $k, l$  ЭСУ имеем лучшие, худшие и, возможно, равные критерии, то значение  $C_{kl}$  определим по следующему методу.

Обозначим  $N_{kl}^+, N_{kl}^-, N_{kl}^-$  – соответственно подмножества номеров лучших, худших и равных критериев для каждой пары вариантов  $S_k, S_l (k = \overline{1, n}; l = \overline{1, n}; k \neq l)$ . Будем осуществлять попарное сравнение вариантов ЭСУ  $S_k, S_l$  на основе анализа критериев  $K_j(S_k), K_j(S_l), j = \overline{1, r}$ . Для возможных значений подмножеств номеров  $N_{kl}^+, N_{kl}^-, N_{kl}^-$  соответственно лучших, худших и равных критериев введем следующие значения элементов оценочной матрицы  $\|C_{kl}\|$ :

$$\text{если } N_{kl}^+ = \emptyset, N_{kl}^- = \emptyset, N_{kl}^- = \{\overline{1, r}\}, \quad (4)$$

$$\text{то } C_{kl} = 1, C_{lk} = 1; \quad (5)$$

$$\text{если } N_{kl}^+ = \{\overline{1, r}\}, N_{kl}^- = \emptyset, N_{kl}^- = \emptyset, \quad (6)$$

$$\text{то } C_{kl} = N_2, C_{lk} = 0, N_2 \gg 1; \quad (7)$$

$$\text{если } N_{kl}^+ = \emptyset, N_{kl}^- = \{\overline{1, r}\}, N_{kl}^- = \emptyset, \quad (8)$$

$$\text{то } C_{kl} = 0, C_{lk} = N_2; \quad (9)$$

$$\text{если } N_{kl}^+ \neq \emptyset, N_{kl}^- = \emptyset, N_{kl}^- \neq \emptyset, \quad (10)$$

$$\text{то } C_{kl} = N_3, C_{lk} = 0, 1 \ll N_3 < N_2; \quad (11)$$

$$\text{если } N_{kl}^+ = \emptyset, N_{kl}^- \neq \emptyset, N_{kl}^- \neq \emptyset, \quad (12)$$

$$\text{то } C_{kl} = 0, C_{lk} = N_3; \quad (13)$$

если  $N_{kl}^+ \neq \emptyset, N_{kl}^- \neq \emptyset, |N_{kl}^-| \geq 0$ , (14)

то определим  $C_{kl}$  в виде [5]:

$$C_{kl} = \sum_{j \in N_{kl}^+} a_j \times \left( \sum_{j \in N_{kl}^-} a_j \right)^{-1}, C_{lk} = C_{kl}^{-1}.$$

2. Для формулировки решающих правил (специальных неформальных правил, зависящих от специфики задачи и позволяющих провести ранжирование вариантов ЭСУ) введем числа:  $H_l$  – количество элементов в  $l$ -м столбце оценочной матрицы, значение которых больше единицы;  $M_l$  – количество элементов в  $l$ -м столбце той же матрицы, значение которых меньше единицы;  $C_{kl\max}$  – максимальное значение элемента в  $l$ -м столбце матрицы  $\|C_{kl}\|$ .

*Физический смысл чисел:*

$H_l$  показывает, сколько вариантов ЭСУ из рассматриваемого множества превышают  $l$ -й вариант;

$M_l$  – сколько вариантов доминирует  $l$ -й вариант ЭСУ;

$C_{kl\max}$  определяет, во сколько раз  $l$ -й вариант ЭСУ «превышается»  $k$ -м вариантом ( $k \in \{1, n\}, k \neq l$ ).

3. Для реализации «жесткого» ранжирования перейдем от одношагового процесса поиска приоритетного расположения вариантов ЭСУ в кортеже Парето к многошаговому процессу.

Общая идея заключается в следующем.

На каждом шаге  $t (t=1, 2, \dots, n-1)$  выбираем  $j$ -й вариант ЭСУ, лучший с точки зрения предлагаемого ниже решающего правила. Затем его номер включаем в множество  $P$  и в последующем рассмотрении  $j$ -й вариант больше не участвует (в матрице  $\|C_{kl}\|$  вычеркиваем  $j$ -ю строку и  $j$ -й столбец). Указанная процедура позволяет исключить влияние варианта  $S_j$  на выбор лучшего варианта ЭСУ, проводимого уже на шаге  $(t+1)$ .

*Решающие правила «жесткого» ранжирования*

1. Ранжирование необходимо проводить среди эффективных вариантов ЭСУ по шагам. Число шагов  $t \leq (n-1)$ . (15)

2. На каждом шаге  $t (t=1, 2, \dots, n-1)$ :

- найти числа  $H_l^{(t)}, M_l^{(t)}, C_{kl\max}^{(t)}$  и определить лучший вариант ЭСУ  $S_j$  с минимальным значением  $H_j^{(t)}$  и  $C_{lj} \geq 1 \forall l \in \{1, n\}, l \neq j$ ;
- номер  $j$  занести в множество  $P$ ;
- исключить из оценочной матрицы  $j$ -ю строку и  $j$ -й столбец.

Если ЭСУ с номерами  $l_j \in L_{k(t)} = \{l_1, l_2, \dots, l_j, \dots, l_{k(t)}\}$  имеют одинаковые минимальные значения  $H_{l_j}^{(t)}$ , то лучшим является вариант ЭСУ  $S_{l_j}$  с максимальным значением

$$M_{l_j}^{(t)} = \max_{l_j \in L_{k(t)}} M_{l_j}^{(t)}.$$

3. Если ЭСУ с номерами  $l_j \in L_{k(t)} = \{l_1, l_2, \dots, l_j, \dots, l_{k(t)}\}$  имеют соответственно одинаковые значения  $H_{l_j}^{(t)}, M_{l_j}^{(t)}$ , то из оценочной матрицы выделить подматрицу с номерами столбцов и строк  $l_j (j = \overline{1, k(t)})$  и провести ранжирование ее элементов.

4. Эквивалентные варианты ЭСУ  $S_{l_j}, l_j \in L_m \subseteq L_k$  упорядочить на основе анализа чисел  $H_l^{(1)}, M_l^{(1)}, C_{kl\max}^{(1)}$ , полученных на первом шаге.

*Методика решения задачи многокритериального ранжирования ЭСУ (методика МКР)*

1. Провести анализ исходной информации. Определить критерии, по которым будут сравниваться варианты ЭСУ, коэффициенты важности критериев или группы коэффициентов важности.

2. Вычислить элементы оценочной матрицы  $\|C_{kl}\|$ . С этой целью использовать выражения (4)–(15).

3. Определить неэффективные, в паретовском смысле, варианты ЭСУ. Запомнить их номера.

4. Провести ранжирование систем по шагам. Число шагов равно  $(n-1)$ . Положить  $t = 0$ .

5. Положить  $t = t + 1$ .

6. Найти числа  $H_l^{(t)}, M_l^{(t)}, C_{kl\max}^{(t)}$  и определить лучший вариант ЭСУ  $S_j$  с минимальными значениями  $H_l^{(t)}$ . Если таких вариантов несколько, то лучшим среди них будет вариант ЭСУ с максимальным значением  $M_l^{(t)}$ . Если число вариантов ЭСУ с равными максимальными значениями  $M_l^{(t)}$  более единицы, то лучшим будет вариант с минимальным значением  $C_{kl\max}^{(t)}$ .

Если лучшие варианты ЭСУ имеют соответственно равные значения  $H_l^{(t)}, M_l^{(t)}, C_{kl\max}^{(t)}$ , то такие варианты считают эквивалентными.

7. Запомнить номер  $j$ , занести его в кортеж Парето  $P$ .

8. Исключить из оценочной матрицы  $j$ -ю строку и  $j$ -й столбец.

9. Если  $t < (n-1)$ , перейти к шагу 5, иначе – к шагу 10.

10. Занести в множество Парето  $P$  оставшийся вариант ЭСУ.

11. Если задача решается для одной группы коэффициентов важности – перейти к шагу 13, иначе к шагу 12.

12. Если задача решается для множества групп коэффициентов важности, повторить шаги 2–10 нужное число раз. Перейти к шагу 13.

13. Провести анализ результатов решения. При необходимости повторить шаги 2–12. Перейти к шагу 14.

14. Конец решения.

На основе предлагаемого метода решена задача ранжирования ЭСУ, применяемых на ЛА различных классов (*авиационные ракеты, боевые блоки ракет, зенитные ракеты, реактивные снаряды, авиабомбы, баллистические ракеты, крылатые ракеты,*

*космические ЛА, самолеты, беспилотные ЛА*).

Анализ результатов решения позволил сделать следующие выводы:

1. Детонационный двигатель является весьма перспективным при использовании на ЛА следующих видов: *авиационные ракеты; боевые блоки ракет; зенитные ракеты; космические ЛА; самолеты; БП ЛА.*

2. Для *реактивных снарядов* оптимальным вариантом ЭСУ является РДТТ.

3. Для *баллистических ракет* эффективными вариантами будут ЖРД и РДТТ.

4. На *крылатых ракетах* целесообразно применение СПВРД.

Разработчик вправе принять и иное решение, анализируя полученные результаты. Вся информация о расположении вариантов ЭСУ в порядке убывания приоритета имеется.

С использованием метода гипервекторного ранжирования решена задача выбора эффективных вариантов конструктивного исполнения (КИ) ПДД, применяемых для ЛА различных классов: ПДД с кольцевой детонационной камерой (ДК) –  $S_1$ ; ПДД с газогенератором предварительного сжигания смеси –  $S_2$ ; ПДД с цилиндрической ДК, диффузором и эжекторным насадком –  $S_3$ ; ПДД с системой инициирования на основе генератора Гартмана –  $S_4$ . В результате решения задачи получен следующий кортеж Парето  $P = \langle S_3, S_1, S_2 \rangle$ , т. е. предпочтение следует отдать *третьему* варианту КИ ПДД. Первый и второй варианты занимают соответственно второе и третье места. Четвертый вариант КИ ПДД оказался неэффективным.

В статье рассмотрена прикладная задача обоснованного выбора ЭСУ и их конструктивного исполнения, возникающая на этапе проектирования. Предложена система критериев, с помощью которой возможно было бы осуществлять выбор варианта ЭСУ для его практического внедрения. Критерии целесообразно представить в виде многовекторных компонент. Особенностью ряда скалярных критериев является то, что они заданы в интервальном виде. Задача выбора эф-

фективных вариантов ЭСУ и вариантов их конструкции для различных летательных аппаратов (построения кортежей Парето) сводится в этом случае к задаче гипервекторного ранжирования. Предложен метод ее решения.

Использование предлагаемого подхода к сравнению и выбору оптимального варианта для конкретного ЛА позволит специалистам, связанным с разработкой ЭСУ, быть более объективными при решении практических задач.

Исследования проводятся в рамках гранта МО РФ

### **Библиографический список**

1. Алемасов, В.Е. Основы теории физико-химических процессов в тепловых двигателях и энергетических установках: учебное пособие для вузов / В.В. Алемасов, А.Ф. Дрегалин, А.С. Черенков. - М.: Химия, 2000. - 520 с.
2. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник / В.В. Кулагин. - М.: Машиностроение, 2003. - 616 с.
3. Кривошеев, И.А. САПР авиационных двигателей: состояние и перспективы / И.А. Кривошеев // Информационные технологии. - 2000. № 1. - С. 8–15.
4. Ларичев, О.И. Наука и искусство принятия решений / О.И. Ларичев. - М.: Наука, 1979. - 200 с.
5. Руа, Б. Проблемы и методы решений в задачах со многими целевыми функциями / Б. Руа // Вопросы анализа и процедуры принятия решений. - М.: Мир, 1976. - С. 20–58.
6. Саати, Т.Л. Принятие решений. Метод анализа иерархий / Т.Л. Саати. - М.: Радио и связь. 1993. - 320 с.
7. Сафронов, В.В. Гипервекторное ранжирование сложных систем / В.В. Сафронов //

Информационные технологии. - 2003. № 5. - С. 23-27.

8. Сафронов, В.В. Основы системного анализа: методы многовекторной оптимизации и многовекторного ранжирования: Монография / В.В. Сафронов. - Саратов: Научная книга, 2009. - 329 с.

### **References**

1. Alemasov V.E., Dregalin A.F, Tcherenkov A.S. The bases of the theory of physical and chemical processes in thermal engines and energy-power plant: the Manual for high schools. M: Chemistry, 2000. 520 p.
2. Kulagin V.V. The theory, calculation and designing of aircraft engines and energy-power plant: the Textbook. M: Engineering industry, 2003. 616 p.
3. Krivosheyev I.A. SAPR of aircraft engines: a condition and prospects//the Informational production engineering. 2000. № 1. P. 8-15.
4. Larichev O.I. A science and decision-making art. M: the Science, 1979. 200 p.
5. Pya B. The Problems and the methods of solutions in problems with many object functions//Questions of the analysis and decision-making procedure. - M: the World, 1976. - P. 20-58.
6. Saaty T.L. A method of the analysis of hierarchies. M: Radio and communication. 1993. 320 p.
7. Safronov V.V. Hypervector ranging of difficult systems//the Informational production engineering. 2003. № 5. P. 23-27.
8. Safronov V.V. The bases of the system analysis: methods of multivector optimisation and multivector ranging: the Monography. - Saratov: the Scientific book, 2009. 329 p.



## USE OF THE MATHEMATICAL TOOL OF HYPERVECTOR RANGING FOR SELECTION ENERGY-POWER PLANT OF FLIGHT VEHICLES

© 2009 V. V. Safronov, A. S. Zhebrakov

«Electropribor» Design Bureau, Saratov

The problem of selection of effective versions energy-power plant and versions of their design for various flight vehicles at a design stage which is reduced to a problem of hypervector ranging is observed. The method of its solution based on a method of "rigid" ranging is offered. The numerical instance is resulted.

*Energy-power plant, a flight vehicle, criteria, hypervector ranging*

### Информация об авторах

**Сафронов Валерий Васильевич**, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. 410065, г. Саратов, 2-й Красноармейский тупик, д. 3. E-mail: [svv@kbep.ru](mailto:svv@kbep.ru). Область научных интересов: системный анализ, теория принятия решений, методы целочисленного программирования, векторная оптимизация сложных систем.

**Жебраков Алексей Сергеевич**, инженер-конструктор 2 категории ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. 410065, г. Саратов, 2-й Красноармейский тупик, д. 3. E-mail: [zas@kbep.ru](mailto:zas@kbep.ru). Область научных интересов: системный анализ, силовые установки летательных аппаратов, детонация.

**Safronov Valery Vasilevich**, Doctor of Scientific Tech, the professor, The main scientific employee of «Electropribor» Design Bureau, Saratov. 410060, Saratov, 2nd Krasnoarmejsky dock, 3. E-mail: [svv@kbep.ru](mailto:svv@kbep.ru). Area of research: the system analysis, the decision-making theory, integer programming methods, vector optimisation of difficult systems.

**Zhebrakov Alexey Sergeevich**, The Design engineer of 2 classes of «Electropribor» Design Bureau, Saratov. 410060, Saratov, 2nd Krasnoarmejsky dock, 3. E-mail: [zas@kbep.ru](mailto:zas@kbep.ru). Area of research: the system analysis, power plants of flight vehicles, a detonation.

УДК 629.7.06

## **ПРИМЕНЕНИЕ АППРОКСИМАТИВНОГО АНАЛИЗА РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ В ЗАДАЧЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОСИСТЕМ**

©2009 К. Ю. Мальчиков, Л. М. Логвинов, М. А. Ковалев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассматривается задача повышения чувствительности датчиков встроенного контроля параметров частиц износа в рабочей жидкости гидросистем. Предложен алгоритм обработки экспериментальных данных о распределении дисперсного состава частиц износа. Приведена методика прогнозирования распределения дисперсного состава частиц износа размером менее 5мкм по данным о распределении более крупных частиц.

*Датчик встроенного контроля, диагностирование технического состояния гидравлических систем, распределение дисперсного состава частиц износа, аппроксимация плотности вероятности*

Гидравлические системы (ГС) являются одними из наиболее распространенных и широко используемых систем в современной авиационной и аэрокосмической технике. Расширение круга решаемых с помощью ГС задач предопределило значительное усложнение ее структуры. Следовательно, существенно возросли требования к надёжности как отдельных узлов, так и гидросистем в целом. В большей степени эти требования относятся к системам, для которых характерны жесткие условия эксплуатации, связанные с высокими значениями температуры и давления рабочей жидкости (РЖ), значительным уровнем вибрации и пульсации. В связи с этим актуальной задачей является построение систем диагностирования технического состояния ГС [1, 2].

Наиболее информативными диагностическими параметрами при определении технического состояния гидросистем являются состав и концентрация продуктов износа в РЖ [1, 3]. Так как ГС являются замкнутыми, то появление и увеличение концентрации частиц износа обусловлено процессом износа пар трения в трибомеханических узлах гидроагрегатов [1, 3, 4].

В настоящее время существуют два подхода к определению уровня загрязнения РЖ. Первый основан на анализе отобранной из ГС пробы жидкости. В результате проведения анализа определяется класс чистоты РЖ в соответствии с ГОСТ 17216-2001. Этот стандарт каждому классу чистоты РЖ ставит в соответствие определенное распределение дисперсного состава частиц загрязнения жидкости, который регламентируется как

количество частиц в девяти размерных фракциях в 100 мл жидкости. Всего этот стандарт устанавливает 19 классов.

Данный подход определения чистоты РЖ имеет ряд существенных недостатков. Прежде всего, это высокая методическая погрешность измерения уровня загрязнения жидкости (30...50%), что обусловлено сложностью обеспечения требуемой степени чистоты пробоотборной посуды, трудностью соблюдения правил и методики отбора пробы и другими факторами. Дополнительно увеличивает методическую погрешность и фактор «фильтрующего эффекта» малого зазора в пробоотборном кране, особенно при отборе проб жидкости из магистралей высокого давления, характерных для авиационной техники. Кроме того, этот способ контроля не позволяет получать информацию в реальном масштабе времени, что значительно снижает эффективность использования диагностической информации, содержащейся в параметрах частиц загрязнения РЖ, и предотвращения отказов ГС, обусловленных повышенным уровнем загрязнения жидкости [1].

Постепенное развитие средств контроля уровня загрязнения РЖ привело к появлению другого подхода, основанного на применении датчиков встроенного контроля (ДВК) [1]. Особенностью датчиков такого типа является то, что они устанавливаются непосредственно в магистраль ГС. Это позволяет отказаться от традиционного отбора пробы жидкости, что значительно повышает объективность и информативность анализа, а также его оперативность.

В отраслевой научно-исследовательской лаборатории ОНИЛ-16 Самарского государственного аэрокосмического университета (СГАУ) разработаны ДВК [1], определяющие дисперсный состав частиц загрязнения на основе различных методов: фотоэлектрического, вихретокового, пьезоэлектрического, контактно-зарядного и др. Наиболее широкое распространение среди них на практике получили фотоэлектрические ДВК типа «Поток». На основе этих датчиков в этой же лаборатории была создана диагностическая система «Фотон-965», качество и высокие возможности которой подтверждаются сертификатами и опытом эксплуатации в различных отраслях народного хозяйства. Уникальность этой системы заключается в том, что она позволяет определять уровень загрязнения непосредственно в потоке рабочей жидкости (при расходах жидкости до 100 л/мин и давлении в ГС до 28 МПа). Опыт эксплуатации этой системы указывает на принципиальную возможность создания встроенной системы контроля уровня загрязнения рабочей жидкости ГС изделий авиационной техники.

Несмотря на определенные достоинства разработанные к настоящему времени средства встроенного контроля уровня загрязнения рабочей жидкости ГС имеют существенный недостаток, связанный с ограниченным значением чувствительности датчиков. Так, ДВК «Поток» позволяют регистрировать только частицы износа размером более 5 мкм.

Однако в последние годы наметилась тенденция к увеличению рабочего давления в магистралях гидросистем, что позволяет при малых массово-габаритных характеристиках элементов ГС достичь высокой мощности и производительности. Так, в ГС современных изделий авиационной техники наиболее широко используется рабочее давление значением 21...28 МПа, при котором зазоры в узлах трения гидроагрегатов имеют величину порядка 10...15 мкм. Однако согласно расчетам оптимальным является значение давления РЖ близкое к 50 МПа [5]. При этом зазоры в узлах трения составляют величину 1...3 мкм. Таким образом, для более достоверной диагностики технического состояния узлов ГС необходимо повысить

чувствительность существующих ДВК дисперсного состава частиц загрязнения.

Но разработка средств регистрации частиц износа столь малых размеров, которые могли бы работать в жестких условиях эксплуатации, затруднительна и требует значительных материальных затрат. Поэтому повышение чувствительности существующих ДВК предлагается производить за счет математической обработки экспериментальных данных, получаемых с выходов ДВК. Такой подход позволит решить поставленную задачу без внесения существенных изменений в конструкцию датчика.

Данные о размерах частиц износа, проходящих через измерительный объем ДВК, представляют собой случайный процесс (СП). В результате первичной обработки данных можно получить гистограмму СП, которая является кусочно-постоянной оценкой. Для построения более гладкой и дифференцируемой оценки СП можно воспользоваться методами аппроксимативного анализа [6, 7, 8].

Известно, что распределение частиц износа в РЖ подчиняется логарифмически-нормальному закону распределения [2, 3, 4] плотность распределения вероятности которого имеет вид

$$f(x, a, \sigma_x) = \frac{1}{x\sigma_x\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\ln x - a)^2}{\sigma_x^2}}, \quad (1)$$

зависящий от двух параметров  $a$  и  $\sigma_x$ , представляющих собой натуральные логарифмы математического ожидания и среднеквадратического отклонения соответственно.

Задача аппроксимации состоит в определении оптимальных значений параметров  $a$  и  $\sigma_x$  таких, чтобы выражение (1) максимально соответствовало экспериментальным данным. Для определения значений параметров  $a$  и  $\sigma_x$  целесообразно воспользоваться методом наименьших квадратов [6, 8]:

$$\Delta = \sum_{j=1}^M [\hat{f}_x(x_j) - f(x_j, a, \sigma_x)]^2 \rightarrow \min, \quad (2)$$

где  $\hat{f}_x(x_j) = \frac{y_j}{y_\Sigma}$  – эмпирическая плотность распределение частиц износа в РЖ;  $x_j$  – размер  $j$ -й частицы износа;  $y_j$  – количест-

во частиц износа в  $j$ -м дифференциальном коридоре;  $y_{\Sigma}$  – общее количество частиц износа,  $M = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{\Delta x}$  – число дифференциальных коридоров;  $x_{\min}$  и  $x_{\max}$  – соответственно минимальное и максимальное значения размеров частиц износа;  $\Delta x$  – интервал дискретизации, значение которого выбирается из следующего условия [6, 8]

$$\Delta x = \sqrt{\frac{8\delta}{|F''(x)|_{\max}}}, \quad (3)$$

где  $\delta$  – погрешность аппроксимации функции распределения,  $|F''(x)|_{\max}$  – максимальное значение модуля второй производной функции распределения.

Выражение для расчета второй производной функции распределения имеет вид

$$|F''(x)| = -\frac{1}{\sigma_x^3 \sqrt{2\pi x^2}} e^{-\frac{(\ln x - a)^2}{2\sigma_x^2}} (\sigma_x^2 + \ln x - a). \quad (4)$$

Эта функция имеет два максимума при

$x_{1,2} = e^{a - 1,5\sigma_x^2 \pm \sqrt{0,25\sigma_x^4 + \sigma_x^2}}$ . Выбрав из  $x_1$  и  $x_2$  такое значение, при котором достигается наибольшее  $|F''(x)|$ , и, задавшись  $\delta$ , можно рассчитать интервал дискретизации  $\Delta x$ .

Для определения параметров  $a$  и  $\sigma_x$  аппроксимирующей функции (1) согласно (2) необходимо решить следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} f_1 = \sum_{j=1}^M [\hat{f}_x(x_j) - f(x_j, a, \sigma_x)] \frac{\partial f(x_j, a, \sigma_x)}{\partial a} = 0, \\ f_2 = \sum_{j=1}^M [\hat{f}_x(x_j) - f(x_j, a, \sigma_x)] \frac{\partial f(x_j, a, \sigma_x)}{\partial \sigma_x} = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Решение данной системы в аналитическом виде затруднительно, поэтому целесообразно воспользоваться приближенными методами, например методом Ньютона. Данный метод является итеративным. Тогда, выражения для определения оптимальных значений параметров аппроксимирующей функции примут вид:

$$a^{(n+1)} = a^{(n)} - \frac{1}{\Delta'} \left[ \frac{\partial f_2}{\partial \sigma^{(n)}} f_1 - \frac{\partial f_1}{\partial \sigma^{(n)}} f_2 \right], \quad (6)$$

$$\sigma_x^{(n+1)} = \sigma_x^{(n)} - \frac{1}{\Delta'} \left[ \frac{\partial f_1}{\partial a^{(n)}} f_1 - \frac{\partial f_2}{\partial a^{(n)}} f_2 \right], \quad (7)$$

где:  $\Delta' = \frac{\partial f_1}{\partial a} \frac{\partial f_2}{\partial \sigma} - \frac{\partial f_1}{\partial \sigma} \frac{\partial f_2}{\partial a}$ ,

$$\frac{\partial f_1}{\partial a} = \sum_{j=1}^M [\hat{f}_x(x_j) - f(x_j, a, \sigma_x)] \times \frac{\partial^2 f(x_j, a, \sigma_x)}{\partial a^2} - \left[ \frac{\partial f(x_j, a, \sigma_x)}{\partial a} \right]^2,$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial \sigma_x} = \sum_{j=1}^M [\hat{f}_x(x_j) - f(x_j, a, \sigma_x)] \times \frac{\partial^2 f(x_j, a, \sigma_x)}{\partial \sigma_x^2} - \left[ \frac{\partial f(x_j, a, \sigma_x)}{\partial \sigma_x} \right]^2,$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial a} = \frac{\partial f_1}{\partial \sigma_x} = \sum_{j=1}^M [\hat{f}_x(x_j) - f(x_j, a, \sigma_x)] \times \frac{\partial^2 f(x_j, a, \sigma_x)}{\partial a \partial \sigma_x} - \left[ \frac{\partial f(x_j, a, \sigma_x)}{\partial a} \times \frac{\partial f(x_j, a, \sigma_x)}{\partial \sigma_x} \right].$$

В качестве начальных условий решения рекуррентных уравнений (6) и (7) целесообразно использовать значения математического ожидания и среднеквадратического отклонения, рассчитанных на основе экспериментальных данных, полученных с выхода ДВК:

$$\alpha_0 = \left( \sum_{j=1}^M (\hat{f}_j(x_j) \cdot \ln(x_j)) \right), \quad (8)$$

$$\sigma_{x0} = \sum_{j=1}^M (\hat{f}_j(x_j) \cdot (\ln(x_j) - \alpha_0)^2). \quad (9)$$

При этом выполнение итерационного алгоритма (6), (7) необходимо продолжать до тех пор, пока не выполнится условие:

$$\begin{cases} |\alpha_{n+1} - \alpha_n| \leq \varepsilon, \\ |\sigma_{x_{n+1}} - \sigma_{x_n}| \leq \varepsilon. \end{cases} \quad (10)$$

Таким образом, выражения (6)-(9) позволяют рассчитать оптимальные значения параметров  $a$  и  $\sigma_x$  аппроксимирующей функции (1) с заданной точностью  $\varepsilon$  по экспериментальным данным, полученным с выхода ДВК.

Для проверки работоспособности приведенного алгоритма был проведен машинный эксперимент, в ходе которого был сгенерирован псевдослучайный процесс, подчиняющийся логарифмически-нормальному закону распределения с параметрами:  $y_{\Sigma} = 2600$ ;  $a = 2,665$ ;  $\sigma_x = 1,02$  (соответствует 5-му классу чистоты РЖ по ГОСТ 17216-2001). В результате выполнения алгоритма

аппроксимации были получены оптимальные значения аппроксимирующей функции (1)  $a = 2,665, \sigma_x = 1,02$ . При этом квадратическая погрешность (2) составила  $\Delta = 0.0037$ . Графически результат аппроксимации представлен на рис. 1.

Алгоритм (6)-(10) позволяет решить задачу аппроксимации опытных данных для частиц износа всех размеров. Однако, как было отмечено выше, используемые ДВК позволяют регистрировать лишь частицы диаметром более 5 мкм.

Таким образом, задачу повышения чувствительности ДВК можно сформулировать следующим образом: на основе анализа распределения дисперсного состава частиц износа диаметром более 5 мкм необходимо спрогнозировать распределение дисперсного состава частиц размером менее 5 мкм.

Восстановление функции плотности распределения является ключевой задачей в процессе прогнозирования распределения дисперсного состава частиц износа в РЖ гидросистемы. Основная проблема, возникающая при этом, состоит в том, что неизвестно общее количество частиц загрязнения  $y_\Sigma$  в выражении (2).

В результате в системе уравнений (5) появляется третий неизвестный параметр. Для того чтобы систему можно было разрешить, необходимо включить в нее еще одно уравнение. В качестве такого уравнения целесообразно использовать условие нормировки для плотности вероятности:

$$\int_0^{\infty} f(x_j, a, \sigma_x) = 1. \quad (11)$$

В этом случае система уравнений (5) примет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \Delta}{\partial a} = \sum_{j=1}^M [K \cdot \hat{f}_x(x_j) - f_a(x_j, a, \sigma)] \times \\ \quad \times \frac{\partial f_a(x_j, a, \sigma)}{\partial a} = 0, \\ \frac{\partial \Delta}{\partial \sigma} = \sum_{j=1}^M [K \cdot \hat{f}_x(x_j) - f_a(x_j, a, \sigma)] \times \\ \quad \times \frac{\partial f_a(x_j, a, \sigma)}{\partial \sigma} = 0, \\ \int_0^{\infty} f(x, a, \sigma_x) dx = 1. \end{array} \right. , \quad (12)$$

где  $K$  – масштабирующий коэффициент, определяющий долю неопределенных частиц износа в общем количестве. Решив эту систему уравнений, можно восстанавливать неизвестную область плотности вероятности распределения дисперсного состава частиц загрязнения.

Проверка работоспособности алгоритма восстановления плотности вероятности (15) проводилась в 2 этапа. На первом этапе был проведен машинный эксперимент. При этом был сгенерирован псевдослучайный процесс, подчиняющийся логарифмически-нормальному закону распределения с параметрами  $y_\Sigma = 3116, a = 2,665, \sigma_x = 1,02$  (соответствует 7-му классу чистоты РЖ по ГОСТ 17216-2001). На основе данных о распределении частиц износа размером 7-100 мкм была восстановлена плотность вероятности распределения частиц размером 1-7 мкм. В результате решения системы уравнений (12) были определены оптимальные значения параметров аппроксимирующей функции (1)  $a = 2,812, \sigma_x = 1,17$ . при этом значение квадратической погрешности составило  $\Delta = 0,0047$ .

Для второго этапа проверки работоспособности алгоритма восстановления в ОНИЛ-16 СГАУ были получены экспериментальные распределения дисперсного состава частиц износа размером более 5 мкм.

Так как распределение частиц износа размером 1...5 мкм неизвестно, то для анализа степени соответствия восстановленной плотности вероятности исходным данным оценка квадратической погрешности (2) производилась на интервале 5...25 мкм. При этом значение квадратической погрешности составило  $\Delta = 0,0015$ . Графически результат данного эксперимента представлен на рис. 2.

Таким образом, в результате решения системы уравнений (12) и определения оптимальных параметров  $a$  и  $\sigma_x$  аппроксимирующей функции (1) восстановлена функция плотности вероятности распределения дисперсного состава частиц износа в рабочей жидкости ГС.

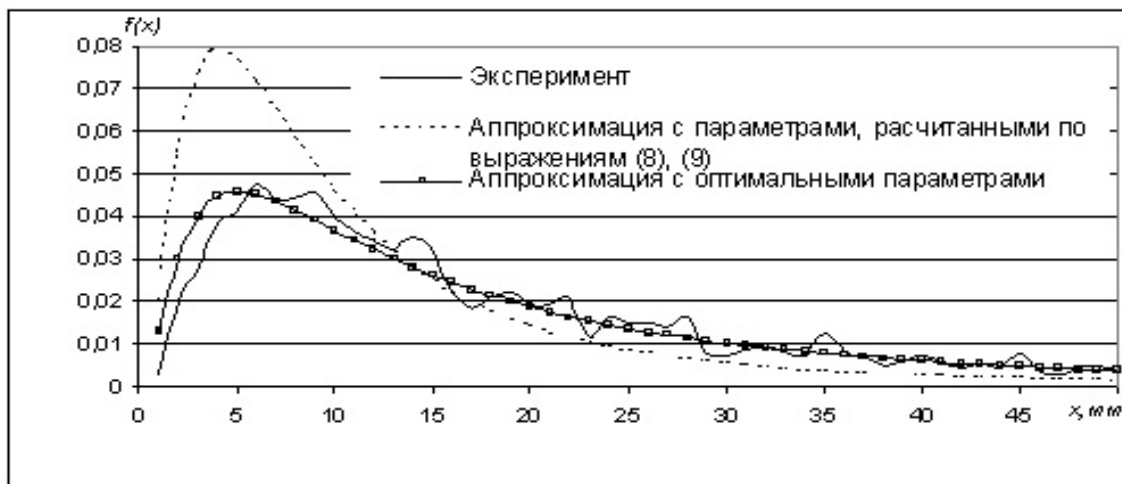


Рис. 1. Результаты аппроксимации плотности распределения логарифмически-нормального закона

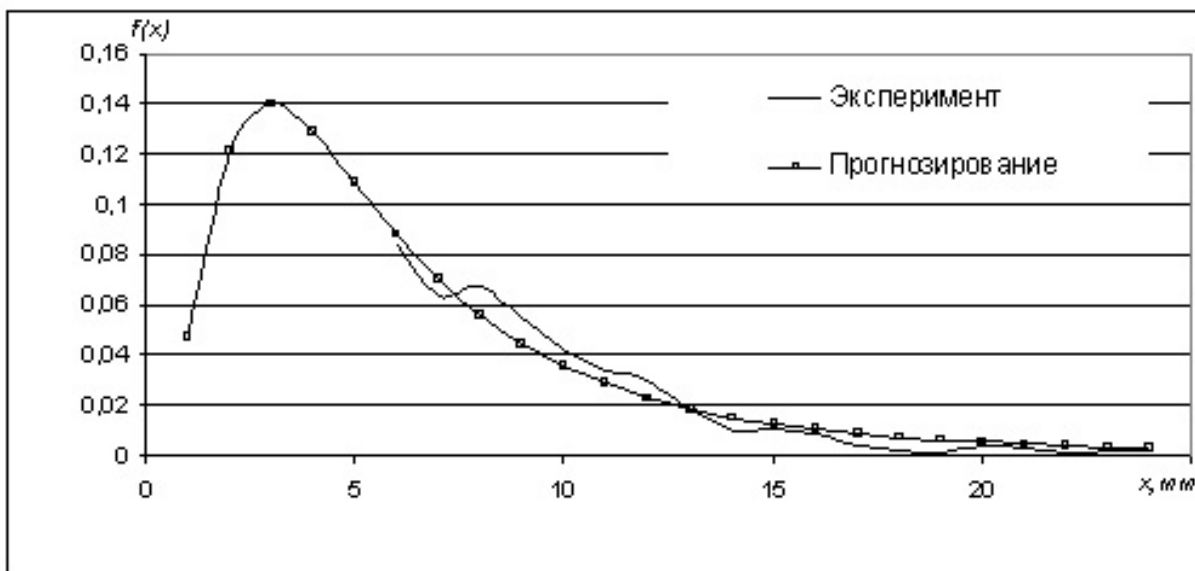


Рис. 2. Результат восстановления плотности вероятности распределения частиц износа в РЖ

Из вышеизложенного следует, что применение математического аппарата аппроксимативного анализа для обработки экспериментальных данных позволяет значительно повысить чувствительность ДВК, не внося изменений в конструкцию датчиков. За счет этого можно достигнуть существенного повышения возможностей систем диагностирования технического состояния гидросистем.

#### Библиографический список

1. Логвинов, Л.М. Техническая диагностика жидкостных систем технологического оборудования по параметрам рабочей жид-

кости/Л.М. Логвинов.- М: ЦНТИ "Поиск", 1992.-91с

2. Никитин, Г.А. Влияние загрязненности жидкости на надежность работы гидросистем летательных аппаратов/Г.А. Никитин, С.В. Чирков. - М.: Транспорт, 1969. - 184с.

3. Fitch E.C. Fluid Contamination Control // Technology transfer Series #4, Oklahome, FFS, INC. 1988. - 433р.

4. Тимиркеев, Р.Г. Промышленная чистота и тонкая фильтрация жидкостей летательных аппаратов/ Р.Г.Тимиркеев, В.М. Сапожников. - М.: Машиностроение, 1986.-152с.

5. Черненко, Ж.С. Гидравлические системы транспортных самолетов/ Ж.С.Черненко [и др.]. – М.: Транспорт, 1975. – 184с.

6. Прохоров, С.А. Прикладной анализ случайных процессов/С.А. Прохоров [и др.] под ред. С.А.Прохорова. -Самара: СНЦ РАН, 2007. -582с.
7. Бендат, Дж. Измерение и анализ случайных процессов/Дж. Бендат, А.Пирсол. -М.: Мир, 1974.-463с.
8. Прохоров, С.А. Аппроксимативный анализ случайных процессов/С.А.Прохоров. - Самар. гос. аэрокосм. ун-т, -Самара, 2001. - 329 с.

### References

1. L.M. Logvinov Technical Diagnostics liquid Systems of hydraulic Systems of the process Environment on hydraulic Fluid Moscow: "CNTI"Poisk" (Search) , 1992.-91p. [in Russian]
2. G.A. Nikitin and S. V. Chirkov, Influence of Fluid Contamination on Reliability of Hydraulic System of Aircraft Moscow: "Transport", 1969. – 184p. [in Russian]

3. Fitch E.C. Fluid Contamination Control // Technology transfer Series #4, Oklahome, FFS, INC. 1988. - 433p.
4. R.G. Timirkeev, V.M. Sapozhnikov, Industrial cleanliness and fine filtration of liquids of aircrafts. Moscow: "Mashinostroenie" (Mechanical engineering), 1986.-152p. [in Russian]
5. J.S. Chernenko, G.S. Lagosuk, Hydraulic systems of transport aircraft. Moscow: "Transport", 1975, 184p.
6. S.A. Prokhorov, A.V. Grafkin, V.V. Grafkin and other, Application study of random process, edited by S.A. Prokhorov Samara branch of Russian Academy of Sciences, 2007, 582p., – [in Russian].
7. Bendat J, Piersol A, Measurement and analysis of random data Moscow: "Mir" (World), 1974.-463p. [in Russian]
8. S.A. Prokhorov, Approximative analysis of random Processes, Samara State Aerospace University, 2001, 329p. [in Russian]

## USE OF APPROXIMATIVE ANALYSIS OUTCOME OF EXPERIMENT IN PROBLEM OF DIAGNOSTICS TECHNICAL CONDITIONS OF HYDRAULIC SYSTEMS

© 2009 K. Y. Malchikov, L. M. Logvinov, M. A. Kovalev

Samara State Aerospace University

The problem of increasing the sensitivity of the built-in control sensors of parameters particles of contamination in a working fluid of hydraulic systems is considered. We offer the algorithm of processing of experimental data about distribution of contamination particles powder. The technique of forecasting distribution of contamination particles powder in the size less then  $5\mu\text{m}$  by data about distribution of larger particles is described

*Built-in sensor, technical state of hydraulic system diagnosis, distribution of contamination particles powder, approximation of probability density function*

### Информация об авторах

**Мальчиков Константин Юрьевич** – аспирант кафедры Радиотехнических устройств, Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. 8-(960)-8139010. E-mail: [malq@inbox.ru](mailto:malq@inbox.ru). Область научных интересов: датчики встроенного контроля уровня загрязнения рабочей жидкости, тензорный анализ систем.

**Логвинов Леонид Митрофанович** - доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой Радиотехнических устройств Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. 8-(846)-3356422, 8-(846)-2674550. E-mail: [rtu@ssau.ru](mailto:rtu@ssau.ru). Область научных интересов: датчики встроенного контроля уровня загрязнения рабочей жидкости, тензорный анализ систем.

**Ковалев Михаил Анатольевич** – кандидат технических наук, доцент, начальник военной кафедры Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. 8-(846)-2674422, 8-(846)-2615089. E-mail: [kovalev@ssau.ru](mailto:kovalev@ssau.ru). Область научных интересов: повышение

надежности гидросистем воздушных судов, упреждающее обслуживание, диагностические системы технического состояния гидросистем по параметрам частиц износа, датчики встроенного контроля уровня загрязнения рабочей жидкости, тензорный анализ систем.

**Malchikov Konstantin Yurjevich** – postgraduate of Samara State Aerospace University. Phone: 8-(960)-8139010. E-mail: [malq@inbox.ru](mailto:malq@inbox.ru). Area of research: tensor analysis of systems.

**Logvinov Leonid Mitrofanovich** – doctor of technical science, professor, chief of Samara State Aerospace University department. Phone: 8-(846)-3356422, 8-(846)-2674550. E-mail: [rtu@ssau.ru](mailto:rtu@ssau.ru). Area of research: gauges of the built - in control of a level of contamination of a working liquid, tensor analysis of systems.

**Kovalev Mihail Anatolievich** - the chief of military faculty of Samara State Aerospace University. Phone: 8-(846)-2674422, 8-(846)-2615089. E-mail: [kovalev@ssau.ru](mailto:kovalev@ssau.ru). Area of research: Increase of reliability of hydrosystems of the aircrafts, proactive maintenance, diagnostic systems of a technical condition of hydrosystems on parameters of particles contamination, gauges of the built - in control of a level of contamination of a working liquid, tensor analysis of systems.



УДК 629.7.06

**УПРЕЖДАЮЩЕЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ГИДРОСИСТЕМ НА ОСНОВЕ  
АНАЛИЗА ПАРАМЕТРОВ ЧАСТИЦ ЗАГРЯЗНЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ**

© 2009 М. А. Ковалев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассматривается проблема повышения надежности гидросистем за счет применения упреждающих технологий. В качестве интегрального диагностического признака упреждающего обслуживания гидросистем использован дисперсный состав частиц загрязнения рабочей жидкости. Указано на необходимость изменения метода контроля и методики оценивания этого параметра.

*Надежность гидравлических систем, упреждающее обслуживание, факторы упреждающего обслуживания гидравлических систем, дисперсный состав частиц загрязнения рабочей жидкости, контроль уровня загрязнения рабочей жидкости гидравлических систем*

Одним из основных направлений повышения надежности различных образцов техники является совершенствование системы их технической эксплуатации, важной составной частью которой являются стратегии технического обслуживания (ТО). В настоящее время на практике применяются стратегии ТО по наработке и по состоянию. Повысить эффективность ТО можно за счет разработки и внедрения на практике нового вида стратегии, ориентированного на упреждающее отказы агрегатов обслуживание. Это одно из наиболее перспективных, но в то же время малоисследованных направлений в области ТО, которому в последнее время все большее внимание уделяют специалисты в самых разных отраслях народного хозяйства.

Наиболее совершенной из используемых на практике является стратегия ТО по состоянию, которая основана на «реагирующем подходе». Этот подход предполагает определение факта наличия деградации параметров системы и устранение этой деградации посредством ремонта. Идея применения упреждающего обслуживания заключается не в реагировании на деградацию рабочих параметров системы, а в ее предупреждении. Для этого необходимо выявить симптомы условий, в которых может произойти эта деградация.

Следовательно, упреждающее обслуживание направлено на обнаружение и коррекцию глубинных причин деградации параметров системы, которые приводят к отказу. Если такие причины вовремя не устранены, то можно считать, что обратный отсчет

срока службы агрегатов системы уже начал. Соответственно за счет поддержания параметров глубинных причин отказа в приемлемых границах может быть значительно увеличен срок службы компонентов системы.

Отличие упреждающего подхода к ТО от реагирующего может быть проиллюстрировано при помощи графиков, приведенных на рис. 1. График 1 (пунктирная линия) характеризует зависимость степени развития отказа  $Z$  от времени эксплуатации  $T_{экс}$  для упреждающего обслуживания, а график 2 (сплошная линия) - для реагирующего. Как следует из анализа графиков, для упреждающего обслуживания свойственен не зависящий от времени эксплуатации уровень развития отказа (фактически получаем вечную эксплуатацию), что, безусловно, является некоторой идеализацией. Кривая 2 состоит из двух чередующихся характерных участков: горизонтального и наклонного. Горизонтальный участок отражает время ремонта, а наклонный – время, в течение которого деградация параметров развивается до достижения ими предельных значений. При этом время развития последующих отказов до ремонта в среднем уменьшается, а после проведения ремонта начальный уровень развития отказа уже не достигается, т.к. отказы одних агрегатов системы оказывают отрицательное влияние на работоспособность остальных. Данный рисунок наглядно отражает преимущества упреждающего подхода к ТО перед реагирующим, основным из которых является отсутствие периодов вынужденного простоя объектов ТО, обусловленного ремонтом.

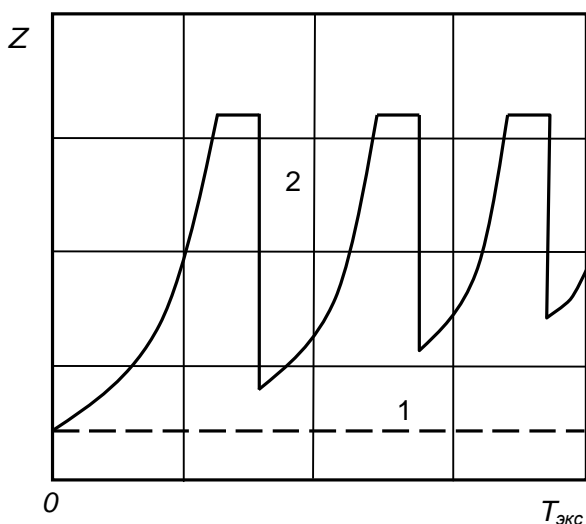


Рис.1. Графики зависимости уровня развития отказа  $Z$  от времени эксплуатации  $T_{экс}$  для упреждающего (график 1) и реагирующего (график 2) подходов к ТО

Таким образом, упреждающее обслуживание позволяет значительно увеличить прибыль предприятий за счет снижения простоев техники, количества деталей для ремонта, числа обслуживающего персонала и т.д. Это связано с тем, что коррекция глубинных причин отказа обычно не требует временного вывода объекта из эксплуатации.

Разработка технологии упреждающего обслуживания для какой-либо системы предполагает решение трех задач:

- 1) определение факторов в работе этой системы, нарушения стабильности которых являются глубинными причинами деградации ее параметров и приводят к отказу;
- 2) разработка методов выявления нарушений стабильности этих факторов, т.е. определение доступных для наблюдения диагностических признаков, позволяющих контролировать эти факторы;
- 3) формирование способов их коррекции.

Сложность решения этих задач является главной причиной недостаточного развития теоретических аспектов и слабого практического внедрения упреждающих технологий.

Среди немногочисленных работ, посвященных этой тематике, наибольший интерес представляют исследования Е.С. Фитча (США) [1], направленные на повышение надежности гидросистем (ГС). В качестве факторов стабильности в работе ГС Е.С.Фитч выделяет:

- стабильность загрязнения рабочей жидкости (РЖ) ГС;
- стабильность внутренних и внешних утечек жидкости;
- стабильность химических и физических свойств жидкости;
- отсутствие кавитации РЖ;
- стабильность температуры жидкости;
- стабильность износа компонентов ГС;
- стабильность прикладываемых к компонентам ГС механических нагрузок, значения которых не должны превышать прочности их материала.

На правильность выбора приведенных выше факторов указывают результаты исследований [2] по выявлению причин изменения технического состояния основных типов гидроагрегатов при их эксплуатации. Например, было установлено, что на основную характеристику авиационных гидронасосов – подачу – наиболее существенное влияние оказывает изнашивание, а в качестве основных причин досрочного снятия таких насосов указаны повышение внутренних утечек и разрушение качающего узла. При этом главными причинами разрушений качающего узла являются перегрев и кавитация. На характеристики распределительных и регулирующих устройств наибольшее влияние оказывают загрязненность РЖ и температурный режим работы ГС, а основными причинами их отказов является нарушение внутренней герметичности.

Из перечисленных выше факторов стабильности в работе ГС только нарушения стабильности механического нагружения компонентов и стабильности внешних утечек РЖ могут в результате привести к внезапным функциональным отказам, которые сложно прогнозировать. Нарушения же остальных факторов приводят к постепенным параметрическим и прогнозируемым отказам, которые можно распознать на ранней стадии их развития, что позволяет вовремя внести корректировки и не допустить их дальнейшего развития. Это обстоятельство является главной предпосылкой для использования упреждающих технологий при ТО ГС ВС.

В качестве диагностических признаков, позволяющих контролировать факторы ста-

бильности в работе ГС, целесообразно использовать параметры частиц загрязнения РЖ ГС. Обоснованность такого выбора подтвердим приведенным ниже анализом, устанавливающим связь между этими факторами и параметрами частиц загрязнения.

Для первого из указанных факторов – стабильности *загрязнения РЖ ГС* – такая связь очевидна, т.к. на практике в качестве оценки уровня загрязнения жидкости используется класс чистоты, определяемый в соответствии с ГОСТ 17216-2001 на основе анализа дисперсного состава частиц загрязнения (количества частиц и их размера) в 100 мл РЖ.

Как следует из анализа литературы [2-5] уровень загрязнения оказывает существенное влияние на срок службы компонентов ГС. Так, на рис. 2 приведена кривая, характеризующая зависимость относительного срока службы ( $R$ ) подшипников качения от уровня загрязнения масла ( $N_{>5}$  – число частиц, диаметр которых превышает 5 мкм, в 1 см<sup>3</sup> масла). График построен по данным немецкой фирмы PALL. Из анализа рис. 2 следует, что при чистой и очень чистой жидкости (код чистоты по ISO 14/11 и более) возможно значительное увеличение ресурса агрегатов, в частности подшипников.

Причиной появления *утечек жидкости* в системе могут быть изношенные или разрушенные уплотнения, чувствительные к вибрации фитинги, неправильно изготовленные или установленные шланги и др.

Многие процессы, приводящие к возникновению внешних утечек, являются быстропотекающими, а сами отказы функциональными, внезапными и непрогнозируемыми. К тому же при обеспечении стабильности фактора внешних утечек на первый план выходят субъективные аспекты – соблюдение технологии монтажа, опытность обслуживающего персонала, соблюдение технологий при изготовлении уплотнений, шлангов и др. Поэтому прогнозировать такие отказы крайне сложно. Тем не менее, внешние утечки, обусловленные разрушением шлангов и уплотнителей, можно прогнозировать, поскольку это разрушение сопровождается генерированием в РЖ частиц материала, из которого они изготовлены.

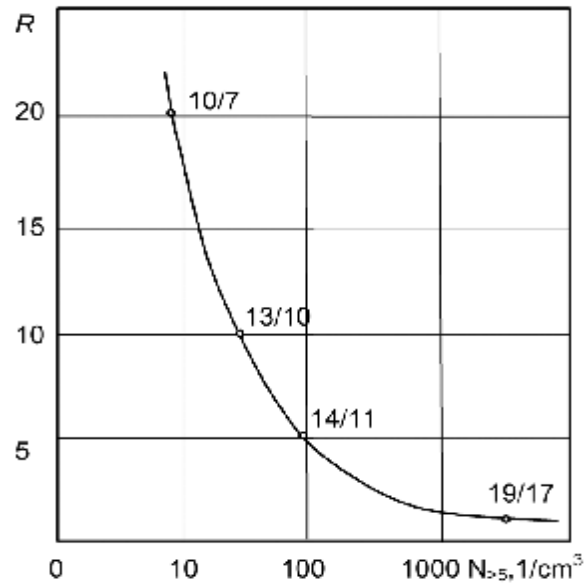


Рис.2. Зависимость относительного срока службы подшипников качения от уровня загрязнения масла

Рост внутренних утечек является результатом разрушения пар трения трибомеханических агрегатов ГС, которое сопровождается генерированием частиц износа в РЖ. Так, в работе [3] приводятся данные по изменению величины зазоров в плунжерной паре аксиально-поршневого насоса НП-25, которые за 2000 часов эксплуатации увеличиваются в среднем на 10...15 мкм. Это означает, что за указанный период вследствие износа только одной такой пары в жидкость может генерироваться свыше 800 миллионов частиц загрязнений диаметром около 5 мкм. Причем приведенная цифра не учитывает износ в других деталях насоса – распределительном золотнике, шаровой опоре толкателей, подшипниках и т.д.

Деградация *химических и физических свойств жидкости* приводит к тому, что РЖ теряет способность выполнять в должной мере возложенные на нее функции (отвод тепла из зоны трения, смазка трущихся поверхностей, вымывание из зазора частиц загрязнения), что, в свою очередь, приводит к повышенному износу компонентов ГС, который сопровождается ростом скорости генерирования частиц материала компонентов в жидкость. Кроме того, процесс деградации химического состава жидкости приводит к увеличению в ней растворимых и нерастворимых соединений (осадок, ил, кислотные материалы).

Как следует из анализа кривых на рис. 3 [1], продукты разрушения компонентов ГС (металлические частицы) и вода, растворенная в РЖ, оказывают существенное каталитическое влияние на окислительные процессы, протекающие в жидкости. Поэтому одним из факторов обеспечения стабильности химических свойств жидкости является поддержание уровня ее загрязнения в заданных границах.

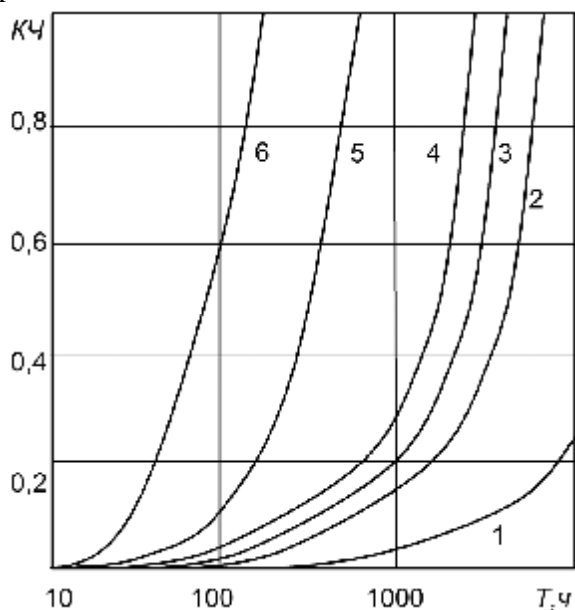


Рис.3. Изменение кислотного числа РЖ (мг КОН на 1 г масла) во времени:

1 – для «чистой» и «сухой» жидкости; 2 – для «сухой» жидкости, в которой присутствуют только железные частицы; 3 – для «сухой» жидкости, в которой присутствуют только медные частицы; 4 – для «чистой» жидкости, в которой присутствует вода; 5 – для жидкости, в которой присутствуют вода и железные частицы; 6 – для жидкости, в которой присутствуют вода и медные частицы

Явление *кавитации* в ГС сопровождается сильной пульсацией давления, вибрацией, физическим разрушением компонентов ГС, резким повышением температуры жидкости, увеличением уровня окисления РЖ и материалов компонентов и др., что приводит к значительному увеличению износа и, как следствие, росту количества частиц загрязнения в РЖ (особенно мелкого размера).

Кавитация возникает при пониженном давлении в трубопроводах, насосах, клапанах, дросселях и т.п. – везде, где поток жидкости изменяет направление, сужается с последующим расширением. Данные, приведенные на рис.4 [1], отражают влияние пониженного давления на входе насоса на ско-

рость разрушения материала его узлов. На рисунке показаны кривые дисперсного состава частиц износа  $N(d)$ , генерируемых в жидкость в единицу времени при нормальном давлении всасывания – кривая 1 и пониженном давлении всасывания (8 мм.рт.ст.) – кривая 2. Из анализа этих графиков следует, что при кавитации значительно возрастает число частиц износа размером менее 30 мкм.

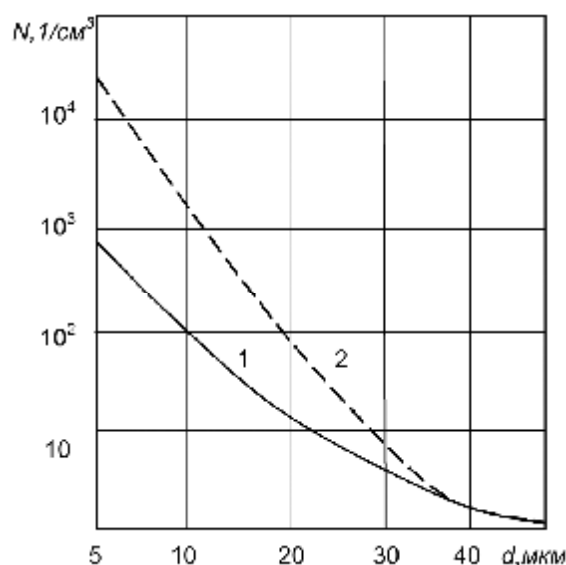


Рис.4. Дисперсный состав частиц износа  $N(d)$ , генерируемых при нормальном давлении всасывания – кривая 1 и при пониженном давлении всасывания (8 мм.рт.ст.) – кривая 2

К существенному увеличению числа частиц износа в РЖ приводит и нарушение *температурного* режима работы ГС. Так, высокие температуры РЖ ускоряют износ компонентов ГС, повышают утечки жидкости, нарушают гидродинамические режимы смазки, вызывают тепловую блокировку, повышают скорость окисления, а, следовательно, и концентрацию частиц загрязнения – продуктов окисления в РЖ и др.

При низкой температуре вязкость жидкости высока. Поэтому при попытках всасывания (затягивания) жидкости во входное отверстие насоса резко падает статическое давление жидкости, что приводит к возникновению явления кавитации и, как следствие, увеличению числа частиц износа, генерируемых компонентами ГС в РЖ.

Стабильность по *износу* в системе существует до тех пор, пока уровень износа не превышает допустимых значений. Чрезмерное увеличение износа является симптомом

зарождающегося отказа. Оно становится причиной увеличения внутренних утечек в системе и сопровождается повышенным уровнем генерирования частиц износа в РЖ.

Различным видам износа свойственно свое максимальное значение размера частиц  $d_{\text{макс}}$ , генерируемых в жидкость. На рис. 5 [4] приведены значения  $d_{\text{макс}}$  для различных видов износа.

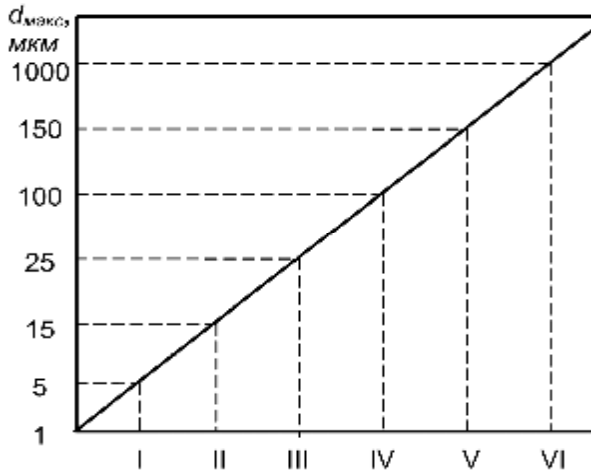


Рис.5. Зависимость максимального размера частиц износа ( $d_{\text{макс}}$ ), генерируемых в РЖ, от вида износа: I - эластогидродинамический износ; II - контактно-усталостный износ; III - абразивный износ; IV - кавитация; V - адгезия, коррозия; VI - задир

Кроме того, вид износа определяет и форму генерируемых частиц. Поэтому стабильность по износу может быть проконтролирована посредством анализа параметров частиц загрязнения РЖ: их количества, размера, формы и материала.

Таким образом, потеря стабильности большинства из перечисленных выше факторов упреждающего обслуживания ГС приводит к разрушению материала, из которого изготовлены ее компоненты, и, как следствие, к повышению скорости генерации частиц загрязнения в РЖ. Поэтому параметры этих частиц могут служить искомыми диагностическими признаками, своего рода «лакмусовой бумагой», при помощи которой можно выявить нарушения факторов стабильности в работе ГС.

Косвенно это подтверждается тем, что в ряде работ [2-6] на основе анализа условий работы гидравлических устройств степень загрязненности РЖ определена в качестве одного из основных диагностических признаков их технического состояния. Так, для насосов основными диагностическими пара-

метрами названы изменения давления и температуры РЖ, а также степень ее загрязненности; для распределительных и регулирующих устройств – температура окружающей среды и РЖ и, опять же, степень загрязненности жидкости.

Основными параметрами частиц загрязнения являются размер, концентрация, материал, форма, дисперсный (гранулометрический) состав и массовая концентрация (отношение массы загрязнителя к массе РЖ). Они в разной степени отражают состояние факторов упреждающего обслуживания. Однако, учитывая сложность решения задачи определения параметров частиц загрязнения РЖ и отсутствие универсальных датчиков, способных определять значения нескольких параметров, из всех параметров частиц целесообразно выбрать один интегральный признак. Он должен в наибольшей степени отражать состояние факторов стабильности в работе ГС, а его контроль не должен составлять серьезных проблем для обслуживающего персонала. Таким признаком является дисперсный состав частиц загрязнения, высокие диагностические возможности которого отмечаются в ряде работ [2-6]. Неслучайно на основе его анализа согласно ГОСТ 17216-2001 определяется уровень чистоты РЖ.

На практике для оценивания параметров РЖ ГС используют метод анализа по отобранному пробам. Дисперсный состав частиц, содержащихся в пробе жидкости, наиболее часто определяется на основе применения седиментационного и микроскопического методов, а также автоматических счетчиков (серии ФС) и приборов (ПКЖ, АЗЖ) [7,8]. Однако даже использование автоматических счетчиков и приборов, обладающих малой погрешностью измерения, не позволяет преодолеть недостатков, характерных для метода отобранных проб. Прежде всего, это высокая методическая погрешность измерения (30...50%) [6], что обусловлено сложностью обеспечения требуемой степени чистоты пробоотборной посуды, несоблюдением правил отбора пробы и субъективностью проводимого анализа (для неавтоматических методов анализа). Дополнительно увеличивает методическую погрешность и фактор «фильтрующего эффекта» малого зазора в пробоотборном кране, особенно при отборе проб жидкости из магистралей высокого давления. Кроме того, метод

контроля по отобраным пробам не позволяет оперативно получать информацию.

Вместе с тем, для реализации упреждающего подхода к ТО ГС важно получать результаты контроля в реальном масштабе времени. Это позволит повысить эффективность использования диагностической информации, содержащейся в параметрах частиц загрязнения, и предотвратить отказы ГС, обусловленные повышенным уровнем загрязнения РЖ.

Использование метода контроля по отобраным пробам было обусловлено отсутствием датчиков встроенного контроля (ДВК), способных оперативно определять дисперсный состав частиц загрязнения в жестких условиях эксплуатации, свойственных большинству ГС. В настоящий момент такие ДВК разработаны [8]. Они обладают малой погрешностью и могут устанавливаться непосредственно в потоке РЖ ГС. Это определяет целесообразность использования метода встроенного контроля, свободного от недостатков метода отобранных проб, для определения дисперсного состава частиц загрязнения РЖ.

Однако для реализации на практике упреждающего подхода к ТО ГС необходимо изменить не только метод контроля дисперсного состава частиц загрязнения РЖ ГС, но и вид оценки этого параметра.

В настоящее время используется оценка дисперсного состава частиц загрязнения в виде класса чистоты РЖ согласно ГОСТ 17216-2001. При этом каждому классу соответствует определенный диапазон количества частиц в каждой из девяти размерных фракций в 100 мл жидкости. Всего этот стандарт устанавливает 19 классов. Причем каждый последующий класс чистоты получен удвоением числа частиц, соответствующего предыдущему классу, в каждой размерной фракции. Выбор такой методики определения класса чистоты (переход от уровня к уровню посредством геометрической прогрессии с показателем 2) обусловлен, прежде всего, возможностями метода контроля по отобраным пробам (его методической погрешностью).

Для решения задачи упреждающего обслуживания ГС оценка в виде класса чистоты РЖ неприемлема, поскольку она носит

приближенный характер и может скрыть процесс развития отказа. В данном случае предлагается использовать более точную оценку в виде конкретного значения числа частиц в размерных группах, число которых определяется спецификой конкретной решаемой задачи. Это позволит реализовать алгоритмы прогнозирования отказов агрегатов ГС и повышения чувствительности ДВК дисперсного состава частиц, описанные в [9,10].

Таким образом, в настоящий момент сложилась объективная необходимость и появилась техническая возможность перехода от метода контроля уровня чистоты РЖ ГС ВС по отобраным пробам к методу встроенного контроля и изменения методики оценивания дисперсного состава частиц загрязнения РЖ. Это позволит оперативно фиксировать любые, даже незначительные изменения этого параметра, что и необходимо для реализации упреждающего подхода к ТО ГС. Вариант построения встроенной системы контроля дисперсного состава частиц загрязнения РЖ ГС для воздушных судов, который позволяет применить на практике упреждающее ТО, предложен [11].

В случае, когда зафиксировано недопустимое изменение дисперсного состава частиц загрязнения в ГС, возникает необходимость решения обратной задачи - отыскания причины этого изменения, т.е. фактора стабильность которого нарушена, с целью его своевременной коррекции. Решить эту задачу можно путем анализа данных о техническом состоянии ГС, полученных от всех возможных источников как при периодическом, так и оперативном обслуживании ГС ВС: оценки состояния жидкости; уровней внешних и внутренних утечек РЖ в компонентах ГС; значений давления, расхода и температуры РЖ; уровней шума и вибрации; значений скорости вращения насосов и моторов и др. Для обработки этих данных необходимо разработать алгоритмы и модели, учитывающие взаимную зависимость контролируемых параметров и динамику их изменения. Методика синтеза таких алгоритмов и моделей предложена в [9].

Таким образом, эффективным способом повышения надежности ГС может стать реализация на практике упреждающего подхода

к их ТО. Для этого на основе анализа факторов стабильности работы ГС выделен интегральный диагностический признак – дисперсный состав частиц загрязнения РЖ. Однако для реализации метода упреждающего ТО ГС необходимо изменить используемые на практике метод контроля и методику оценивания этого параметра.

### Библиографический список

1. Fitch, E.C. Extending Component Service Life Through Proactive Maintenance / E.C. Fitch // An FES/BarDyne Technology Transfer Publication #2. Tribolics, Inc., - 1998.
2. Башта, Т.М. Надежность гидравлических систем воздушных судов / Т.М. Башта [и др.], под ред. Т.М. Башты. - М.: Транспорт, - 1986. – 279 с.
3. Никитин, Г.А. Влияние загрязнения жидкости на надежность работы гидросистем летательных аппаратов / Г.А. Никитин, С.В. Чирков. - М.: Транспорт, 1969. – 184 с.
4. Fitch, E.C. Fluid contamination control // Technology transfer Series #4, Oklahome, FFS, INC. - 1988.
5. Комаров, А.А. Надежность гидравлических устройств самолетов / А.А. Комаров. - М.: Машиностроение, 1976. – 224 с.
6. Тимиркеев, Р.Г. Промышленная чистота и тонкая фильтрация рабочих жидкостей летательных аппаратов / Р.Г. Тимиркеев, В.М. Сапожников. - М.: Машиностроение, 1986. – 152 с.
7. Рыбаков, К.В. Фильтрация авиационных масел и специальных жидкостей / К.В. Рыбаков, В.П. Коваленко. - М.: Транспорт, 1977. – 192 с.
8. Логвинов, Л.М. Техническая диагностика жидкостных систем технологического оборудования по параметрам рабочей жидкости / Л.М. Логвинов. - М.: ЦНТИ «Поиск», 1992. - 91 с.
9. Ковалев, М.А. Статистическая модель контроля работоспособности сложных гидравлических систем на основе анализа параметров рабочей жидкости / М.А. Ковалёв // Контроль. Диагностика. - 2008. №6. С. 54-59.
10. Логвинов, Л.М. Математическое моделирование технического состояния трибомеханических узлов гидросистем / Л.М. Логвинов, М.А. Ковалёв // Ремонт, восстановление, модернизация. - 2007. №2. - С. 25–28.

11. Ковалев, М.А. Встроенная система контроля уровня загрязнения рабочей жидкости гидросистем воздушных судов / М.А. Ковалёв, Л.М. Логвинов, И.И. Хабло // Авиационная промышленность. - 2009. №1. - С. 51-56.

### References

1. Fitch E.C. Extending Component Service Life Through Proactive Maintenance. An FES/BarDyne Technology Transfer Publication #2. Tribolics, Inc., 1998.
2. Bashta T.M., Babanskaja V.D., Golovko J.S. Reliability of hydraulic systems of aircrafts. Moscow: "Transport", 1986. – 279p.
3. Nikitin G.A., Chirkov S.V. Influence of contamination of a liquid on reliability of work of hydrosystems of flying devices. Moscow: "Transport", 1969. – 184p.
4. Fitch E.C. Fluid contamination control // Technology transfer Series #4, Oklahome, FFS, INC. 1988.
5. Komarov A.A. Reliability of hydraulic devices of aircrafts. Moscow: "Mashinostroenie", 1976. – 224p.
6. Timirkeev R.G., Sapojnikov V.M. Industrial cleanliness and a thin filtration of working liquids of flying devices. Moscow: "Mashinostroenie", 1986. – 152p.
7. Rybakov K.V., Kovalenko V.P. A filtration of aviation oils and special liquids. Moscow: "Transport", 1977. – 192p.
8. Logvinov L.M. Technical diagnostics of liquid systems of the process equipment on parameters of a working liquid. Moscow: CNTI "Poisk", 1992. – 91p.
9. Kovalev M.A. Statistical model of the control serviceability of difficult hydraulic systems on the basis of the analysis of parameters a working liquid // Kontrol. Diagnostica. 2008. № 6. P. 54-59.
10. Logvinov L.M., Kovalev M.A. Mathematical modeling of a technical condition tribomechanical units of hydrosystems // Remont, vosstanovlenie, modernizatsiya. 2007. № 2. P. 25-28.
11. Kovalev M.A., Logvinov L.M., Khablo I.I. A built-in system for monitoring contamination level of the operating fluid in aircraft hydraulic systems // Aviatzionnaya promyshlennost. 2009. №1. P. 51 - 56.

**PROACTIVE MAINTENANCE OF HYDROSYSTEMS ON THE BASIS OF THE ANALYSIS OF PARAMETERS OF PARTICLES OF CONTAMINATION OF HYDRAULIC FLUID**

© 2009 M. A. Kovalev

Samara State Aerospace University

The problem of increase reliability of hydrosystems is considered due to application of proactive maintenance technologies. As an integrated diagnostic attribute of proactive maintenance of hydrosystems the particle size distribution of contamination a hydraulic fluid is used. It is specified on necessity of change a quality monitoring and a technique a rating this parameter.

*Reliability of hydraulic systems, proactive maintenance, proactive maintenance factors of hydraulic systems, particle size distribution of contamination of a hydraulic fluid, control of level contamination of operating fluid of hydraulic systems*

**Информация об авторах**

**Ковалев Михаил Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент, начальник военной кафедры Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 2674421. E-mail: [kovalev@ssau.ru](mailto:kovalev@ssau.ru). Область научных интересов: повышение надежности гидросистем воздушных судов, упреждающее обслуживание, диагностические системы технического состояния гидросистем по параметрам частиц износа, датчики встроенного контроля уровня загрязнения рабочей жидкости, тензорный анализ систем.

**Kovalev Michael Anatoljevich**, the chief of military faculty of Samara State Aerospace University. Phone (8-846) 2674421. E-mail: [kovalev@ssau.ru](mailto:kovalev@ssau.ru). Area of research: Increase of reliability of hydrosystems of the aircrafts, proactive maintenance, diagnostic systems of a technical condition of hydrosystems on parameters of particles contamination, gauges of the built - in control of a level of contamination of a working liquid, tensor analysis of systems.



## ОГНЕВОЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ПУЛЬСИРУЮЩИХ ДЕТОНАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ ТЯГИ

© 2009 Г. С. Говоренко, Д. П. Тетерин, Д. С. Котельников, А. В. Алилуев, С. В. Алилуев,  
В. Н. Федорец

ОАО «КБ «Электроприбор», г. Саратов

В статье изложен опыт создания стенда для испытания пульсирующих детонационных двигателей. Описаны структура и функции стенда, возможности использованных технических и программных средств, режимы работы стенда, отображение и обработка информации, порядок проведения огневых испытаний.

*Макетный образец, стенд, тяга, удельный импульс тяги, диффузор, эжектор, инициатор*

Разработанный макетный образец ПДД имеет следующие особенности [1]:

- режим работы импульсный с частотой следования единичных импульсов от 1 до 200 Гц;
- скорость горения топлива 800...2000 м/с;
- широкий диапазон изменения температуры и давления компонентов топлива на входе в двигатель;
- температура в камере сгорания до 4000 К;
- топливо может находиться в различных агрегатных состояниях (жидком, порошковом и газообразном).

Разработанный стенд для огневых испытаний макетных образцов ПДД обеспечивает:

- проведение испытаний макетных образцов, работающих на смесях жидкого горючего с воздухом;
- проведение испытаний макетных образцов, работающих на газоздушных рабочих смесях;
- проведение испытаний макетных образцов, работающих на воздушно-порошковых рабочих смесях;
- исследование рабочих процессов, протекающих в детонационных камерах (в реальном масштабе времени осуществляется измерение значений давления и температуры в детонационной волне, скорости распространения детонационной волны, единичного импульса тяги, частоты следования детонационных процессов, секундных расходов компонентов топлива);

- определение опытным путем оптимального соотношения компонентов детонационных смесей и его сравнение с расчетными данными;

- проведение обработки измеренных параметров, которая заключается в определении значений интегральной тяги, удельного импульса тяги, определении различных функциональных зависимостей между параметрами и отображении их в виде графиков, диаграмм и таблиц.

Сравнительный анализ технических и эксплуатационных характеристик известных стендов для испытаний силовых установок летательных аппаратов (ФГУП «ЦИАМ им. А.П. Баранова», ОАО «НПО «Сатурн», ФГУП «ММПП «Салют» и др.) показал, что ни один из них не учитывает особенностей разработанных макетных образцов ПДД.

**Порядок разработки стенда.** В соответствии с требованиями ГОСТ 2.102-68, ГОСТ 2.103-68 разработана конструкторская документация следующего состава: чертеж общего вида; спецификация; чертежи деталей; сборочный чертеж; принципиальная электрическая схема; перечень элементов; принципиальная пневмогидравлическая схема; ведомость покупных изделий; монтажная электрическая схема; габаритный чертеж; монтажный чертеж; пояснительная записка.

В соответствии с конструкторской документацией изготовлен стенд С-92 для проведения огневых испытаний макетных образцов ПДД [2].



Рис. 1. Макетный образец ПДД малой тяги

Все измерительные и регистрирующие приборы, входящие в состав стенда, поверены контрольно-измерительной лабораторией ОАО «КБ «Электроприбор». Сосуды, работающие под давлением, прошли ультразвуковой контроль и освидетельствованы Метрологическим центром. Арматура стенда имеет пожаро- и взрывобезопасное исполнение. Магистралы стенда проверены опрессовкой с обмыливанием стыковочных узлов.

**Структура стенда.** Структурная схема стенда для огневых испытаний ПДД малой тяги представлена на рис. 2.

Условные обозначения элементов, входящих в состав стенда для испытания пульсирующих детонационных двигателей:

- блок высокого давления (поз.1) – баллонная рампа для хранения сжатого воздуха;
- блок газообразного горючего (2) – баллонная рампа для хранения сжатого газообразного горючего;
- блок с жидким горючим (3);
- редукторы давления РД612У (7, 8, 9, 10);
- ресиверы (11, 12);
- блок клапанов подачи ЗК-М 501 С 32 НЗ У (13);
- регуляторы расхода РУСТ510-2У (14 и 15);
- расходомеры СМF050М-303-N-Q-F-Z-E-Z-Z-Z-GR (16 и 17);
- подогреватели воздуха с регулятором напряжения РНГТЕ-630 (18) – для обеспечения заданной температуры воздуха при имитации входных параметров двигателя на сверхзвуковых скоростях полета;
- смеситель (19);
- система инициирования (20);
- комплект выходных диффузоров (21);
- выхлопное устройство (22);
- пульт управления (23);
- система измерения и регистрации (24) в составе:

- а) датчик импульсного давления 014МТ;
- б) датчик импульсных сил ДИС-001;
- в) усилители зарядовые РШ 2731;
- г) осциллограф цифровой запоминающий четырехканальный АСК-3107;
- д) измеритель-регулятор технологический ИРТ-5920;
- е) датчик давления АИР-20;
- автоматическая система обработки результатов (25);
- персональный компьютер с программным обеспечением АСК-3107-РО5;
- компрессор высокого давления (26);
- агрегат подготовки к транспортировке порошкового горючего (27);
- газогенератор (28);
- комплект эжекторных насадок (29);
- блок арматуры наладки (30).

Общий вид стенда (магистралы, расходомеры, электропневмоклапаны, редукторы, датчики давления) изображен на рис. 3.

Функциональная схема пульта управления представлена на рис. 4.

Пульт управления позволяет измерять входные аналоговые сигналы, представленные в табл. 1, обрабатывать до 12 сигналов типа «сухой контакт» и выдавать до 40 дискретных управляющих сигналов уровнем 24 В. Информация с пульта управления передается по последовательным каналам информационного обмена RS-485 в персональный компьютер с программным обеспечением АСК-3107-РО5, где обрабатывается и выводится на экран монитора.

В табл. 2 перечислены внешние факторы, воздействовавшие на аппаратные средства стенда в процессе испытаний макетного образца ПДД.

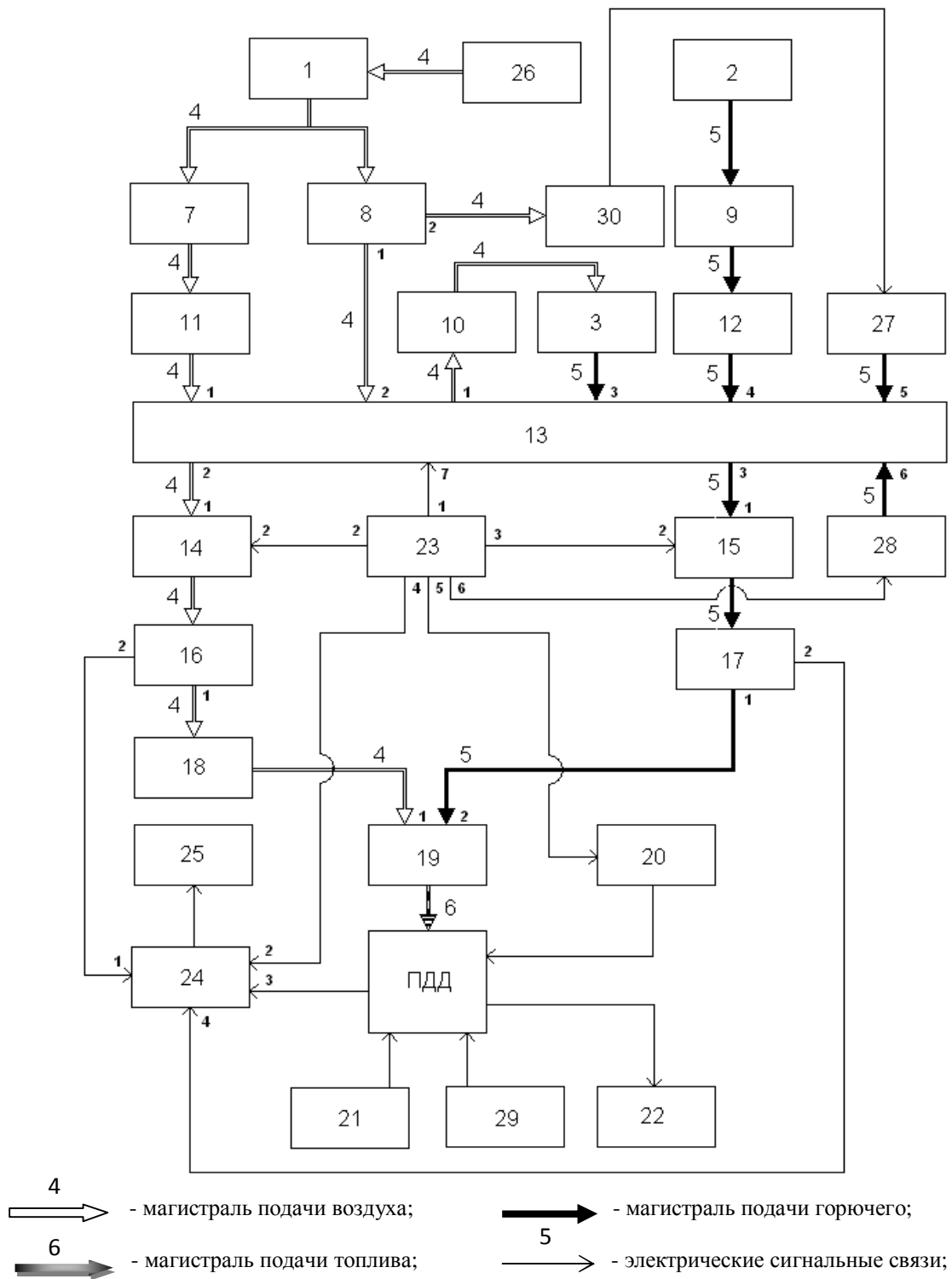


Рис. 2. Структурная схема стенда для огневых испытаний ПДД малой тяги

Таблица 1 – Входные аналоговые сигналы

№ п/п	Входной сигнал	Количество каналов	Диапазон измерения	Разрешающая способность
1	Ток	16	4...20 мА	4,88мкА
2	Напряжение	2	- 10 .. + 10 В	12,2 мкВ
3	Термопара	8	0...1372 °С	0,36 °С
4	Термометр Pt100	4	0...+350 °С	0,1 °С



Рис. 3. Основные узлы и устройства пневмосистемы стенда

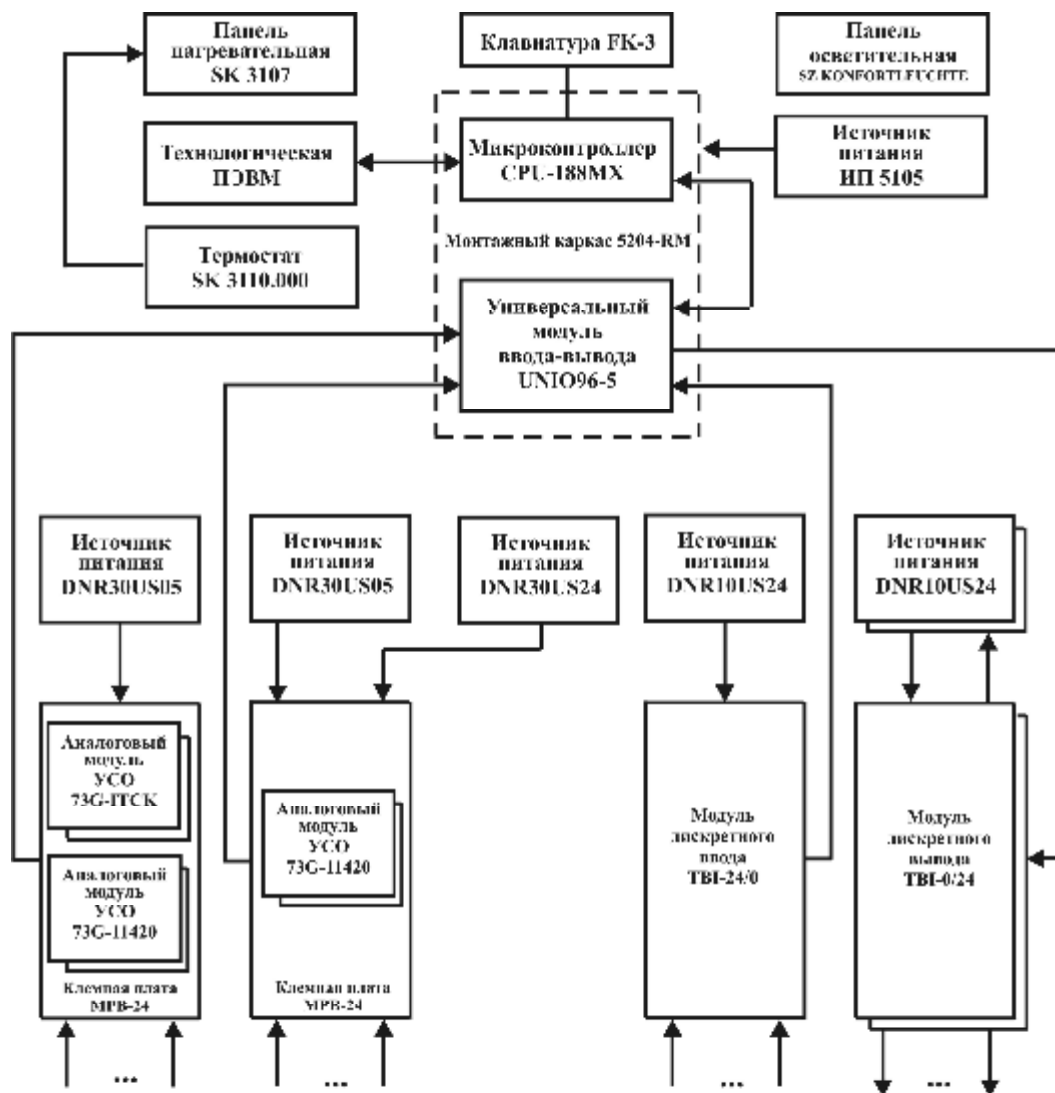


Рис. 4. Функциональная схема пульта управления

Таблица 2 – Внешние факторы

Наименование фактора внешней среды	Значение
Диапазон рабочих температур	- 20°C ... + 50°C
Влажность	5 ... 95 % без конденсации
Давление	до 4 570 м
Удары	до 12 g за 10 мс
Вибрация	1 g при 50-500 Гц

Условиями применения пульта управления обосновано использование элементной базы пульта управления, работающей в жестких условиях эксплуатации. В наибольшей степени этим условиям соответствует продукция фирм Fastwel, Octagon Systems, Grayhill, Omron.

**Порядок работы стенда при проведении огневых испытаний.** Описываемый стенд для проведения огневых испытаний ПДД малой тяги (рис. 2) позволяет проводить испытания ПДД, работающих на топливах в различном агрегатном состоянии (газообразном, жидком и порошковом).

Порядок проведения испытаний делится на два этапа: подготовительный и основной.

**Подготовительный этап.** Блок высокого давления (баллонная рампа) 1 заполняется сжатым воздухом от компрессора 26 до определенного уровня давления. После открытия запорных вентилей блока высокого давления 1 сжатый воздух по первой магистрали 4 подается на входы первого 7 и второго 8 редукторов давления, которые обеспечивают поддержание расчетного значения давления воздуха в первой магистрали 4. С выхода первого редуктора давления 7 по первой магистрали 4 сжатый воздух поступает на вход первого ресивера 11, выход которого закрыт блоком клапанов 13. С выхода второго редуктора давления 8 по магистрали 4 сжатый воздух поступает в управляющие полости клапанов 13 и подводится к блоку арматуры наладки 30. Вход блока арматуры наладки 30 закрыт. Запорные вентили блока газообразного горючего 2 закрыты.

При испытании ПДД, когда газообразное горючее подается из блока газообразного горючего 2, открываются запорные вентили блока газообразного горючего 2. При этом газообразное горючее по магистрали 5 подается через редуктор давления 9 во второй ресивер 12, выход которого закрыт бло-

ком клапанов 13. Редуктор давления 9 обеспечивает поддержание расчетного значения давления горючего в магистрали 5.

При испытании ПДД на порошковом горючем открывается вход блока арматуры наладки 30, при этом сжатый воздух подводится к агрегату подготовки к транспортировке порошкового горючего 27. Выход агрегата подготовки к транспортировке порошкового горючего 27 закрыт блоком клапанов 13.

При испытании ПДД, когда жидкое горючее подается из блока с жидким горючим 3, по сигналу с пульта управления 23 открывается первый клапан блока 13, при этом сжатый воздух по магистрали 4 подводится на вход редуктора давления 10 и далее через магистраль 4 на вход блока с жидким горючим 3. Жидкое горючее под давлением воздуха вытесняется из блока 3 по магистрали 5 на третий вход блока клапанов 13. Третий вход блока клапанов 13 закрыт. Редуктор давления 10 обеспечивает поддержание расчетного значения давления горючего в магистрали 5.

#### Основной этап

**Режим 1. Работа устройства на газообразном горючем от блока газообразного горючего.** По управляющему сигналу с пульта управления открываются клапаны 13. При этом сжатый воздух по первой магистрали 4 поступает через регулятор расхода 14 и расходомер 16 на подогреватели 18 и далее на первый вход смесителя 19. Одновременно газообразное горючее по второй магистрали 5 поступает через регулятор расхода 15 и расходомер 17 на второй вход смесителя 19, где происходит смешение газообразного горючего с воздухом в расчетном соотношении. С выхода смесителя 19 по магистрали 6 смесь газообразного горючего и воздуха (топливо) поступает в ПДД.

После открытия клапанов 13 и подачи топлива в ПДД с пульта управления 23 по

программе, задаваемой оператором, подаются управляющие воздействия на систему инициирования 20, которая, в свою очередь, оказывает импульсное воздействие на ПДД. В результате ПДД начинает работать в режиме пульсирующей детонации на газообразном горючем.

**Режим 2. Работа устройства на порошковом горючем.** Порядок проведения огневых испытаний ПДД малой тяги на порошковом горючем аналогичен проведению испытаний ПДД в режиме 1. Отличие состоит в способе подачи порошкового горючего в камеру ПДД.

По управляющему сигналу с пульта управления 23 открываются клапаны 13, в результате чего сжатый воздух по магистрали 4 проходит через регулятор расхода 14 и расходомер 16 на подогреватели 18 и далее на первый вход смесителя 19. Одновременно происходит подача порошкового горючего из агрегата подготовки к транспортировке порошкового топлива 27 по магистрали 5 через открытые клапаны 13. Порошковое горючее поступает через регулятор расхода 15 и расходомер 17 на второй вход смесителя 19, где происходит смешение порошкового горючего с воздухом в расчетном соотношении. С выхода смесителя 19 по магистрали 6 смесь порошкового горючего и воздуха (топливо) поступает в ПДД.

**Режим 3. Работа устройства на газообразном горючем от газогенератора.** Газогенератор предназначен для преобразования заряда твердого горючего в газообразное состояние для последующего получения детонационной рабочей смеси, которая образуется в процессе смешения газообразного горючего с воздухом или другим газообразным окислителем в соответствии с их заданным соотношением.

Порядок проведения огневых испытаний ПДД малой тяги на газообразном горючем от газогенератора аналогичен проведению испытаний ПДД в режиме 1. Отличие заключается в применении газогенератора для получения газообразного горючего.

По управляющему сигналу с пульта управления 23 открываются клапаны 13, в результате чего сжатый воздух по магистрали 4 проходит через регулятор расхода 14 и расходомер 16 на подогреватели 18 и далее

на первый вход смесителя 19. Одновременно в газогенераторе 28 начинается преобразование горючего из твердого состояния в газообразное с заранее определенными характеристиками. В результате реакции образующееся газообразное горючее из газогенератора 28 поступает по магистрали 5 через открытые клапаны 13, регулятор расхода 15 и расходомер 17 на второй вход смесителя 19, где происходит смешение газообразного горючего из газогенератора 28 с воздухом в расчетном соотношении. С выхода смесителя 19 по магистрали 6 смесь газообразного горючего и воздуха (топливо) поступает в ПДД.

**Режим 4. Работа устройства на жидком горючем.** Порядок проведения огневых испытаний ПДД малой тяги на жидком горючем аналогичен проведению испытаний ПДД малой тяги на газообразном горючем от блока газообразного горючего. Отличие состоит в использовании блока жидкого горючего вместо блока газообразного горючего.

По управляющему сигналу с пульта управления 23 открываются клапаны 13, в результате чего сжатый воздух по магистрали 4 проходит через регулятор расхода 14 и расходомер 16 на подогреватели 18 и далее на первый вход смесителя 19. Одновременно происходит подача жидкого горючего из блока 3 по магистрали 5, через открытые клапаны 13, регулятор расхода 15 и расходомер 17 на второй вход смесителя 19, где происходит смешение жидкого горючего с воздухом в расчетном соотношении. С выхода смесителя 19 по магистрали 6 смесь жидкого горючего и воздуха (топливо) поступает в ПДД.

В процессе работы ПДД расход воздуха устанавливается и регулируется с пульта управления 23 регулятором расхода 14, расход горючего – регулятором расхода 15.

Информация о действиях оператора поступает с пульта управления 23, о текущих значениях расхода и давления воздуха – с расходомера 16, газообразного горючего – с расходомера 17. Информация о параметрах рабочего процесса в ПДД поступает в систему измерения и регистрации 24. Вся поступающая в систему измерения и регистрации 24 информация записывается и отобра-

жается в заданной оператором форме, а также может передаваться для обработки, хранения и визуализации в автоматизированную систему обработки результатов 25 по командам оператора. Работающий макетный образец ПДД показан на рис.5.

В процессе испытаний оператор может дополнительно устанавливать на ПДД комплекты выходных диффузоров 21 и эжекторных насадков 29.

Для отвода продуктов детонации из ПДД используется выхлопное устройство 22.

В случае необходимости штатного или аварийного отключения испытательного стенда с пульта управления 23 прекращается выдача сигналов. Закрываются клапаны 13, система инициирования 20 перестает выдавать импульсные воздействия и ПДД прекращает свою работу.



Рис. 5. Работающий макетный образец ПДД с эжекторным насадком

**Отображение и обработка информации.** Результаты испытаний, отображаемые в виде осциллограмм (рис. 6) на мониторе ПК, преобразуются в таблицу Microsoft Excel и обрабатываются при помощи этой же программы.

Таблица результатов обработки содержит следующие данные:

- значения по оси времени;
- амплитуда напряжения на выходе канала датчика тяги (канал А осциллографа);

- амплитуда напряжения на выходе каналов датчиков давления в детонационной камере;

- значение единичного импульса тяги;
- суммарное значение тяги;
- удельный импульс тяги.

Разработанный стенд позволил провести серию огневых испытаний ряда макетных образцов ПДД. В процессе огневых испытаний были проведены следующие исследования:

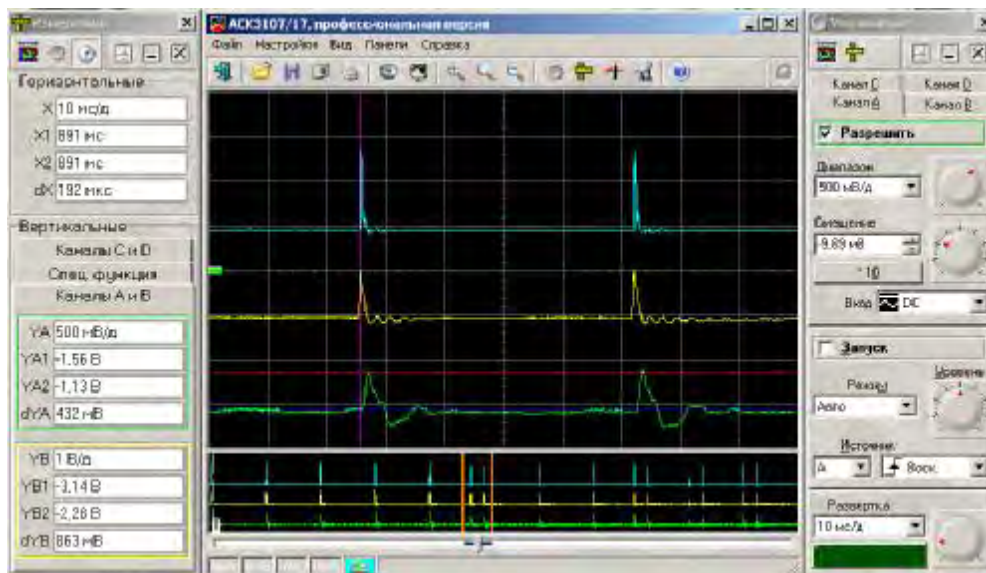


Рис. 6. Отображение параметров макетного образца ПДД на дисплее ПК

- определена работоспособность смесителя компонентов эжекторного типа на частотах следования детонационных импульсов от 10 до 200 Гц, системы инициирования и макетных образцов ПДД в целом;

- определена работоспособность макетных образцов ПДД с многосекционными детонационными камерами;

- определена работоспособность макетных образцов ПДД с газодинамической системой инициирования на основе генератора Гартмана;

- определены зависимости основных тяговых характеристик макетных образцов ПДД от степени заполнения и продувки детонационных камер, геометрических характеристик детонационных камер, сопел, эжекторных насадков;

- испытана система электроискрового инициирования повышенной мощности для обеспечения работы макетного образца ПДД при низких температурах рабочей смеси;

- по результатам испытаний определен технический облик ПДД, а также сформулированы направления дальнейших исследований и разработки основных систем и устройств ПДД, в частности детонационной камеры, системы инициирования, системы подачи компонентов и продувки детонационной камеры, системы автоматического управления.

Огневой стенд находится в эксплуатации 5 лет. Без учета отладочных операций на нем было проведено около 200 огневых испытаний макетных образцов ПДД. Испытания показали надежность функционирова-

ния всех систем и узлов стенда. В процессе испытаний не было сбоев электронных систем управления, инициирования, измерения и обработки результатов. Возникшие в измерительных каналах помехи были устранены гальванической развязкой сенсоров от металлических частей стенда и макетного образца ПДД. *Исследования проводятся в рамках гранта МО РФ.*

#### Библиографический список

1 Импульсные детонационные двигатели / под ред. д-ра физ.-мат. наук Фролова С.М. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2006. – 592 с.

2 Исследование и разработка пульсирующих детонационных двигателей для перспективных образцов вооружения и военной техники. Шифр «Почин» (II этап): Науч.-техн. отчет ОАО «КБ «Электроприбор». Вып. по Гос. контр. № 5144 от 31.05.2004. 2005 г.

#### References

1 Pulsing detonation engines / under the editorship of d.f.-m.s. Frolov's S.M. – M: TORUS PRESS, 2006 year. - 592 p.: illustrations.

2 The Technological report of «Electropribor» Design Bureau. «Research and working out of pulsing detonation engine for perspectiv samples of armament and the military engineering», the code «Pochin» (II stage). It is executed on the state contract № 5144 from 31.05.2004. 2005 year.



## FIRING TEST STAND PULSE DETONATION LOW-THRUST ENGINES

© 2009 G. S. Govorenkho, D. P. Teterin, D. S. Kotelnikhov, A. V. Aliluev, S. V. Aliluev, V. N. Fedorets

«Electropribor» Design Bureau, Saratov

In the article experience of creation a test stand of pulse detonation engines is stated. Stand operating modes, representation and information machining, order of conducting fire tests are presented structure and functions of the test stand, possibility used technical and software.

*A model sample, test stand, a thrust, thrust specific impulse, a diffuser, an ejector, a initiator*

### Информация об авторах

**Говоренко Герман Семенович**, доктор технических наук, профессор, первый заместитель главного директора по науке ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. E-mail: [tdp@kbep.ru](mailto:tdp@kbep.ru). Область научных интересов: надежность и качество систем летательных аппаратов.

**Тетерин Дмитрий Павлович**, кандидат технических наук, главный конструктор ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. E-mail: [tdp@kbep.ru](mailto:tdp@kbep.ru). Область научных интересов: автоматизированные системы контроля.

**Котельников Денис Сергеевич**, инженер-конструктор 2 категории ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. E-mail: [kds@kbep.ru](mailto:kds@kbep.ru). Область научных интересов: схемотехника.

**Алилуев Алексей Васильевич**, инженер-конструктор 3 категории ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. E-mail: [ali\\_ale\\_86@mail.ru](mailto:ali_ale_86@mail.ru). Область научных интересов: математическое моделирование, системы управления силовых установок летательных аппаратов.

**Алилуев Сергей Васильевич**, младший научный сотрудник ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. E-mail: [ali\\_ale\\_86@mail.ru](mailto:ali_ale_86@mail.ru). Область научных интересов: испытания силовых установок летательных аппаратов.

**Федорец Виталий Николаевич**, кандидат технических наук, руководитель лаборатории ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. E-mail: [fvn.spb@mail.ru](mailto:fvn.spb@mail.ru). Область научных интересов: детонационные двигатели, процессы горения.

**Govorenko German Semenovich**, Doctor of Technical Science, The first assistant to the executive director on a science, the professor «Electropribor» Design Bureau. E-mail: [tdp@kbep.ru](mailto:tdp@kbep.ru). Area of research: reliability and quality of systems of flying machines.

**Teterin Dmitrii Pavlovich**, Candidate of Technical Science, The main designer «Electropribor» Design Bureau. E-mail: [tdp@kbep.ru](mailto:tdp@kbep.ru). Area of scientific interests: the automated monitoring systems.

**Kotelnikhov Denis Sergeevich**, The engineer-designer of «Electropribor» Design Bureau. E-mail: [kds@kbep.ru](mailto:kds@kbep.ru). Area of research: circuitry.

**Aliluev Alexei Vasilievich**, The engineer-designer of «Electropribor» Design Bureau. E-mail: [ali\\_ale\\_86@mail.ru](mailto:ali_ale_86@mail.ru). Area of research: mathematical modelling, control systems of power-plants of flying machines.

**Aliluev Sergei Vasilievich**, The younger scientific employee «Electropribor» Design Bureau. E-mail: [ali\\_ale\\_86@mail.ru](mailto:ali_ale_86@mail.ru). Area of research: tests of power-plants of flying machines.

**Fedorets Vitalii Nicolaevich**, Candidate of Technical Science, The chief of laboratory «Electropribor» Design Bureau. E-mail: [fvn.spb@mail.ru](mailto:fvn.spb@mail.ru). Area of research: Detonation engines, burning fuel, a design of power-plants, synthesis of difficult technical systems, arms and the military technics.

## ГОТОВНОСТЬ ПРЕПОДАВАТЕЛЯ К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ДИСТАНЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ КАК УСЛОВИЕ МОДЕРНИЗАЦИИ ОБРАЗОВАНИЯ

© 2009 А. И. Белоусов<sup>1</sup>, Т. В. Громова<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет

<sup>2</sup>Самарский государственный экономический университет

Рассматривается вопрос о необходимости организации специальной подготовки тьюторов (преподавателей дистанционного обучения). Отсутствие тьюторов либо их неудовлетворительная готовность (профессиональная, психологическая, техническая) представляются основным препятствием в использовании дистанционных технологий в вузе. Определение готовности к тьюторской деятельности представляется первым этапом в определении основных направлений, этапов и проблемных зон, на которые должна быть нацелена подготовка преподавателей к деятельности в системе дистанционного обучения.

*Модернизация образования, информационное общество, дистанционное обучение, дистанционное образование, тьютор, андрагогика*

Особенности современной экономической и социальной ситуации, смена парадигмы образования, установление согласно Боннской декларации единой европейской зоны высшего образования и активация европейской системы высшего образования в мировом масштабе вызвали необходимость модернизации российской системы высшего профессионального образования с тем, чтобы она стала более динамичной, конкурентоспособной, легко адаптируемой к современным реалиям.

В основе концепции модернизации образования, ставшей ответом на вызов времени, заложены принципы приоритетности образования, его непрерывности и ступенчатости, то есть выработки организационных механизмов систематического обновления содержания образования, вариативности, разнообразия и гибкости образовательных программ, расширяющих возможности личного роста и соответствия образования потребностям развития общества, сравнимости с уровнем образования в мире и его конкурентоспособностью.

Модернизация предполагает смену сценария государственной политики в области образования, переход к инновационному сценарию, опирающемуся на внесение существенных изменений в систему образования. Должны быть изменены:

- цели, формы организации и система управления, *методы и технологии учебной деятельности*, система финансирования;

- государственные образовательные стандарты, основные образовательные программы и учебные планы;  
- система контроля и оценивания уровня образования;  
- учебно-методическое обеспечение;  
- *характер деятельности преподавателей и обучаемых.*

При решении глобальной проблемы образования – повышения качества функционирования образовательной системы в условиях обострения конкурентной борьбы на рынке образовательных услуг – все большую актуальность приобретает развитие информационно-коммуникативных и дистанционных технологий, которые открывают в сфере обучения принципиально новые дидактические возможности.

Одним из перспективных направлений развития системы профессионального и дополнительного образования, интенсивно распространяющихся во всем мире, признано в этой связи дистанционное обучение. Дистанционное обучение (ДО) – форма получения образования в условиях информационного общества – не является антагонистичной в отношении к существующим очной и заочной формам обучения, а призвано интегрироваться в эти системы, дополняя и развивая их. В идеале ДО позволяет обучающимся удовлетворять потребности в образовательных услугах в том режиме, в котором это наиболее эффективно и комфортно. ДО предусматривает гибкое сочетание интенсивной и контролируемой самостоя-

тельной работы обучающегося по освоению учебных материалов, оформленных в виде кейса или выставленных в сети, и систематическое взаимодействие с преподавателем при максимальном использовании возможностей современных информационных технологий.

Одним из центральных компонентов системы ДО является преподаватель, которого в рамках данной системы принято называть «тьютором». Тьютор – преподаватель-консультант, работающий в системе ДО. Существует и более расширенное определение: *тьютор* – методист, преподаватель или консультант-наставник, входящий в профессорско-преподавательский состав системы ДО, осуществляющий методическую и организационную помощь обучаемым в рамках конкретной программы дистанционного обучения [1].

Анализ библиографических источников и опыта работы преподавателей традиционной системы обучения и преподавателей, работающих в системе ДО (тьюторов), позволил нам выявить отличия в деятельности преподавателя традиционной системы и тьютора, представленные в табл. 1.

Из таблицы видно, что в деятельности тьютора, в отличие от деятельности «традиционного» преподавателя, несколько по-иному расставлены акценты: поддержка и коррекция самостоятельной работы обучающихся; широкое использование информационных технологий; партнерство. Это следует учитывать преподавателям, планирующим работу в системе ДО.

Особенности деятельности тьютора заключаются и в том, что он осуществляет учебно-методическое сопровождение через реализуемую в многообразных формах и приемах систему взаимосвязанных действий и мероприятий, обеспечивающую квалифицированную помощь студенту на протяжении всего процесса обучения в системе ДО посредством определенных шагов:

- проведение квалифицированной диагностики потребностей, уровня знаний и умений обучающихся;
- информационный поиск содержания и методов, позволяющих обеспечивать эффективность обучения, и согласование возможных вариантов с участниками процесса ДО;
- оказание помощи на различных этапах обучения.

Таблица 1 - Сравнительная характеристика деятельности преподавателя традиционной системы обучения и тьютора

Критерий	Преподаватель (традиционная система)	Тьютор (система ДО)
Доминирующая функция	Учит	Помогает, поддерживает
Отношение к учебному материалу	Передает содержание курса, излагает учебный материал	Корректирует и направляет самостоятельную деятельность студентов по изучению и усвоению учебного материала, отвечает на вопросы
Характер взаимодействия с учащимся	Является принципиальным источником содержания курса	Осуществляет методическое сопровождение курса, выступая и источником учебной информации
Уровень общения с учащимся	Непосредственно контактирует с обучающимися	Контактирует со студентами дистанционно, используя информационные технологии
Позиционирование в процессе проведения семинаров	Занимает часто более активную позицию, чем обучающиеся	Выступает на семинарах (тьюториалах) как один из источников информации; поощряет активное участие самих студентов
Отношение к информационным технологиям	Использует их в лучшем случае для поиска информации	Широко использует их для поиска и доставки учебных материалов, осуществления постоянной обратной связи, оказания поддержки
Отношения преподаватель– студент	Часто устанавливает отношения иерархии или «знающий – незнающий»	Стремится к партнерским отношениям, постоянно учитывает мотивацию студентов
Форма контроля	Осуществляет текущий и итоговый контроль непосредственно в аудитории	Отслеживает прохождение студентами контрольных точек курса и выполнение домашних заданий, корректирует их дальнейшую работу в дистанционном режиме

Специфика ДО и тьюторской деятельности обуславливают необходимость специальной подготовки преподавателя к работе в режиме ДО. Для обеспечения эффективной деятельности тьютора спроектировано методическое сопровождение и разработана технология подготовки преподавателя вуза к деятельности в системе дистанционного обучения.

Процесс подготовки отражает закономерную последовательность движения обучающегося от исходного уровня недостатка знаний, умений, навыков до достижения уровня сформированности определенного набора знаний, умений, навыков, компетенций, позволяющих осуществлять деятельность в системе ДО. Под *подготовкой* преподавателей к деятельности в системе ДО мы понимаем формирование и обогащение знаний, умений, навыков, а также установок, необходимых для успешного выполнения тьюторской деятельности. Результатом такой подготовки выступает готовность тьютора (предметная, техническая, психологическая) к осуществлению деятельности в системе ДО (СДО).

Понятие «готовность» определяли многие ученые. В научной литературе различают функциональную и личностную, теоретическую и практическую, временную и долговременную, общую и специальную, психологическую и профессиональную виды готовности.

В «Психологическом словаре» указываются следующие определения готовности: 1) вооруженность знаниями, умениями, навыками; 2) готовность к экстренной реализации имеющейся программы действий; 3) согласие, решимость совершить какое-либо действие [2].

В рамках данного исследования *готовность* рассматривается комплексно, как вооруженность компетенциями, а также согласие осуществлять тьюторскую деятельность. С позиции исследуемой проблемы выделяем профессионально-педагогическую, психологическую и техническую готовность. Действительно, тьютор должен быть готов как профессионал, педагог (т.е. иметь определенный объем общих и профессионально-предметных знаний и умений, сформированные алгоритмы педагогической деятельно-

сти), подготовлен технически (т.е. владеть компьютерными технологиями) и психологически, а также обладать высоким уровнем культуры, интеллекта и т.д.

Интересно в этом аспекте исследование Н.В. Милорадовой [3] о психологической готовности к тьюторской деятельности, ее объективных и субъективных критериях. Психологическая готовность определяется уровнем сформированности основных компонентов в мотивационно-потребностной, эмоционально-волевой и когнитивной сферах. Это предполагает, например, способность работать с собственной мотивацией, находить различные способы ее повышения; способность распознавать эмоциональные состояния людей, управлять собственными чувствами, быть устойчивым к стрессам и способным к аккумуляции положительного эмоционального заряда; иметь определенный интеллектуальный уровень, способность к целеполаганию и предугадыванию последствий, креативности, критичности, рефлексии предметного содержания и методов обучения. Представляется, что психологическая готовность является важной составляющей деятельности тьютора. Выступая в качестве основного элемента межличностного взаимодействия, она способствует поддержанию разного рода личностных компетенций (коммуникативной, технологической, а также готовности к разрешению проблем, самообразованию, использованию информационных ресурсов, социальному взаимодействию).

Вообще готовность - категория достаточно субъективная, определяемая ощущениями самого человека. Приобрести психологическую готовность на всю жизнь вряд ли возможно, так как она зависит от колебаний многих внешних и внутренних факторов, изменяется вместе с ними, требуя определенных энергетических затрат на свое поддержание. Субъективная готовность не поддается рефлексивному обоснованию и осознанному построению индивидуальной траектории своего развития.

Среди требований, предъявляемых к тьютору, помимо общих для преподавателей вуза, выделим следующие: профессиональная и компьютерная грамотность, умение применять различные формы организации

учебного процесса и контроля, владение методами разработки и создания интерактивных учебных курсов и обучающих программ (желательно, но не обязательно), умение реализовывать различные виды педагогической деятельности, а также критическое мышление и склонность к инновациям.

При значительной доле самостоятельной работы результаты дистанционного обучения зависят прежде всего от качества сопровождения тьютором студентов. Под *сопровождением* мы понимаем реализуемую в многообразных формах и приемах систему взаимосвязанных действий, мероприятий, обеспечивающую квалифицированную помощь студенту на протяжении всего учебного процесса в ДО через реализацию различных видов педагогической деятельности (исходная диагностика, проектирование обучения с особым вниманием к целеполаганию, мотивация учащихся на учебную деятельность, управление взаимодействием, организация учебного процесса, рефлексия, коммуникация, контроль).

В методическом аспекте выделяют такие виды сопровождения, как тренинг (поэтапное, практикоориентированное групповое обучение), консультирование (оказание консультационной помощи по конкретной проблеме, восполнение дефицита знаний), моделирование (раскрытие потенциальных возможностей специалиста), супервизию (во-первых, профессиональное консультирование и сопровождение специалиста более опытным специалистом, исключая формальный контроль и оценку; во-вторых, способ создания психологически комфортных условий для субъектов профессиональной деятельности) [4].

Сопровождение тьютором студентов в ДО в общем виде может осуществляться в несколько этапов.

1. Планирование и подготовка. На этом этапе происходит диагностика потребностей студентов в сопровождении и поддержке, определение исходного уровня их знаний и умений, подготовка пакета методических материалов сопровождения.

2. Собственно сопровождение. Оно подразумевает углубление знаний, развитие навыков и умений студентов, консультирование по конкретным проблемам, информаци-

онную и аналитическую поддержку, организацию информационного обмена и контактов между студентами, актуализацию внутренних сил и резервных возможностей студентов.

3. Использование результатов обучения и итоговый анализ. Этот этап предполагает закрепление усвоенных знаний, приобретенных навыков и умений, развитие опыта решения профессиональных задач, отслеживание успехов и изменений студентов (в том числе и в профессиональной деятельности), итоговую оценку эффективности процесса сопровождения.

Сопровождение тьютором студентов в ДО реализуется через следующие элементы работы тьютора: презентация курса, организация групп взаимопомощи, проведение тьюториалов, проведение дневной и воскресной школ, проверка домашних заданий, консультации, подготовка к экзамену.

Очевидно, что в СДО у преподавателя появляются новые функции, которые отсутствовали в традиционной системе. В тьюторской деятельности, с точки зрения личностно ориентированного и деятельностного подходов, реализуются следующие функции: 1) организаторская - тьютор организует учебную деятельность студента; 2) информационная - заботится об усвоении студентами определенного теоретического содержания, представленного в материалах курсов; 3) коммуникативная - обеспечивает общение студентов между собой и с тьютором; 4) развивающая - активизирует познавательную деятельность студентов, способствует личностному развитию обучающихся.

Сформированность уровня готовности к тьюторской деятельности может быть оценена по следующим критериям и показателям:

- организационный – баллы, характеризующие умения организовывать связь между участниками процесса ДО, использовать элементы различных технологий ДО, различные формы организации учебного процесса и методы обучения;

- информационный – баллы, оценивающие умения предоставлять своевременную помощь, консультировать по вопросам освоения учебного курса, отслеживать усвоение студентами учебного материала;

- коммуникативный – баллы, определяющие умения создавать положительный эмоциональный фон при общении через компьютер, регулярно и постоянно поддерживать связь;

- развивающий – баллы, учитывающие умения активизировать познавательную деятельность, самостоятельную работу студентов, в том числе и на расстоянии, способствовать личностному, творческому развитию студентов [5].

По инициативе авторов настоящей работы при поддержке администрации Самарского государственного экономического университета (СГЭУ) отделом дистанционных технологий предприняты первые шаги в плане подготовки преподавателей к деятельности в СДО по месту их работы. Данное решение представляется очень своевременным, поскольку в результате анкетирования преподавателей СГЭУ было выявлено, что только 10,5 % преподавателей оценивают свои знания о ДО и только 4 % оценивают свои знания о деятельности преподавателя в СДО настолько, что готовы профессионально, психологически и технически заниматься этой деятельностью (при том, что желание использовать дистанционные технологии в обучении выразили 63 % опрошенных).

Эксперимент по использованию разработанной методики подготовки преподавателей к осуществлению деятельности в СДО проводился в 2006 -2008 гг. на базе СГЭУ. Организация эксперимента предполагала решение следующих задач: 1) определить уровень сформированности умений и навыков, необходимых для работы тьютором и провести анализ полученных данных; 2) провести опытно-экспериментальное обучение преподавателей для осуществления деятельности в СДО; 3) экспериментально проверить и оценить эффективность разработанной технологии подготовки преподавателей к деятельности в СДО.

На диагностическом этапе эксперимента обучающимся было предложено оценить свои знания: 1) о дистанционном обучении; 2) о деятельности преподавателя в дистанционном обучении (образцы анкеты см. [6]).

Большинство опрошенных имеют некоторые знания о ДО и работе преподавателя

в нем, некоторые обладают достаточными знаниями для практической работы.

При ответе «практиков» и «теоретиков» на вопрос: «Какие способы общения со студентами вы считаете эффективными в дистанционном обучении?» были получены следующие данные: электронная почта - 100%; видеоконференции - 66,7%; очно-100%; компьютерные конференции - 27,8 %; обычная почта- 5,6%; телефон - 5,6%. Среди форм организации учебно-познавательной деятельности в ДО опрошенные отмечают консультации (100%), семинары (тьюториалы) (100%), системы заданий для самостоятельной работы (27,8%).

Исходя из выделенных ранее функций, выполняемых тьютором в ходе работы, были определены 4 критерия (организационный, информационный, коммуникативный, развивающий), а также три уровня сформированности умений тьюторской деятельности по каждому критерию (низкий (1-2,5 балла), средний (2,6 - 3,5 балла), высокий (3,6 – 5 баллов)) и соотнесены с оценкой в баллах. В табл. 2 представлены критерии и уровни сформированности готовности к тьюторской деятельности.

Диагностический этап проводимого эксперимента охватил две группы. В первую группу участников эксперимента входили преподаватели СГЭУ, задействованные в программе подготовки преподавателей, реализующейся с использованием технологий дистанционного обучения, прошедшие обучение «Преподаватель системы дистанционного обучения» ранее и имеющие некоторый практический опыт работы в качестве тьюторов. Их условно назвали «практиками». Во вторую группу участников эксперимента вошли преподаватели СГЭУ, не имеющие на момент обучения опыта работы в СДО и соответствующей теоретической подготовки. Им был прочитан курс лекций «Дистанционное обучение» (объемом 22 часа при продолжительности всего курса - 72 часа), включающий раздел «Деятельность тьютора». Таким образом, у них имелись некоторые теоретические знания о дистанционном обучении и содержании работы тьютора. В рамках эксперимента их условно назвали «теоретиками».

В работе [6] приводится подробный сравнительный анализ результатов анкетирования участников эксперимента. Следует отметить, что никто из «практиков» не оценил свои умения тьюторской деятельности на 1 балл («не могу»), оценка 2 балла касается в основном умений организаторской функции тьютора. Процент участников анкетирования, оценивших свои умения на 5 баллов, в общем, не превышает 30%, за исключением умения поддерживать связь регулярно и постоянно (43,8%). Для «практиков»

проблемными являются следующие аспекты деятельности тьютора: организация связи между участниками процесса ДО; разработка учебно-методических материалов для ДО; использование характерных для ДО форм организации учебно-познавательной деятельности (презентация, тьюториалы, организация самостоятельной работы, воскресная школа) и активных методов обучения; создание положительного эмоционального фона при общении через компьютер.

Таблица 2 - Критерии и уровни сформированности готовности к тьюторской деятельности

Критерий	Низкий уровень (1 – 2,5 балла)	Средний уровень (2,6 – 3,5 балла)	Высокий уровень (3,6 – 5,0 баллов)
1	2	3	4
Организационный	Не умеет организовывать связь между участниками процесса ДО, затрудняется в проектировании обучения и установлении целей общения, слабо использует методы активного обучения и различные формы организации учебно-познавательной деятельности (УПД), организация контроля не является действенной	Владеет отдельными умениями организации и проектирования учебного процесса ДО, фрагментарно использует методы активного обучения и различные формы организации УПД, организует контроль по традиционной схеме	Свободно владеет умениями организации связи между различными участниками ДО, творчески подходит к использованию активных методов обучения, грамотно строит учебный процесс с использованием различных оргформ и средств современных информационных технологий
Информационный	Не предоставляет своевременной помощи в изучении курса, изложение теоретического материала и консультирование носит несистематический характер, испытывает значительные трудности при составлении, проверке, комментировании домашних заданий, не владеет методикой создания учебно-методических материалов, не владеет умениями рефлексивного анализа учебной деятельности	Лишь в ответах на вопросы и на консультациях предоставляет достаточную информацию, комментарии к домашним заданиям сжаты и неинформативны, может грамотно разрабатывать учебно-методические материалы при постоянной поддержке других специалистов, справляется с задачей рефлексивного анализа учебной деятельности	Грамотно и систематически консультирует обучающихся по вопросам содержания курса, комментарии к домашним заданиям мотивируют студентов на успех в дальнейшей деятельности, отслеживает продвижение по курсу с помощью системы грамотно составленных заданий, учитывающих индивидуальные особенности обучающихся, творчески подходит к составлению учебных материалов, эффективно проводит рефлексию
Коммуникативный	Практически не создает положительного эмоционального фона общения, испытывает затруднения при передаче информации в письменной форме, нерегулярно поддерживает связь, не умеет адекватно оценить собственную деятельность	Способен создавать благоприятную обстановку при общении, владеет отдельными умениями осуществления индивидуального подхода, на достаточном уровне поддерживает связь, самооценка деятельности не всегда адекватна	Умеет создавать положительный эмоциональный фон, свободно владеет умениями письменной коммуникации и осуществления индивидуального подхода, адекватно оценивает собственную деятельность, учитывая мнения студентов, регулярно поддерживает связь
Развивающий	Не умеет мотивировать обучающихся на совместную деятельность и активизировать их познавательную деятельность, не способствует развитию навыков самостоятельной работы и личностному росту обучающихся	Не всегда справляется с задачей мотивации и активизации обучающихся, не в полной мере способствует развитию навыков самостоятельной работы и личностному росту обучающихся	Успешно мотивирует учащихся на совместную деятельность и активизирует их познавательную деятельность, активно способствует развитию навыков самостоятельной работы и личностному росту обучающихся

В ответах на эти вопросы в основном преобладает балл 2 - «знаю приблизительно, как», однако встречается и балл 3 - «умею, могу осуществить». Проблемными для «теоретиков» являются: организация студенческих конференций (в том числе сетевых); разработка учебно-методических материалов для ДО; использование активных методов обучения; рефлексивный анализ собственной деятельности и деятельности студентов; создание положительного эмоционального фона при общении через компьютер. Результатом анализа стали выводы об уровнях сформированности готовности к тьюторской деятельности у участников эксперимента на констатирующем этапе. У «практиков» это средний (по всем четырем критериям), у «теоретиков» - низкий (организационный и коммуникативный критерии) и средний (информационный и развивающий критерии).

Для оценки субъективной готовности за основу были взяты критерии, предложен-

ные Н.Г. Милорадовой [3] (наличие устойчивого выбора тьюторской деятельности, психическая устойчивость: выдержка, самообладание, отсутствие страха перед студентами, эмоционального напряжения и др. – всего 12 критериев), дополненные исследуемой в работе спецификой ДО. По каждому параметру предлагалось оценить свое состояние в баллах: 1-низший, 2 - недостаточный, 3 - достаточный, 4 - высокий, 5 – наивысший.

Опрос практически работающих преподавателей («практиков») показал, что 100% из них готовы с точки зрения профессиональной, что не вызывает удивления; 66,7 % готовы психологически. Наименьший процент готовых к деятельности тьюторов технически – 44,4%. Данные диагностики готовности «теоретиков» отражают следующее: 62% готовы профессионально, 19% - психологически; 44% - технически (см. рис.1).

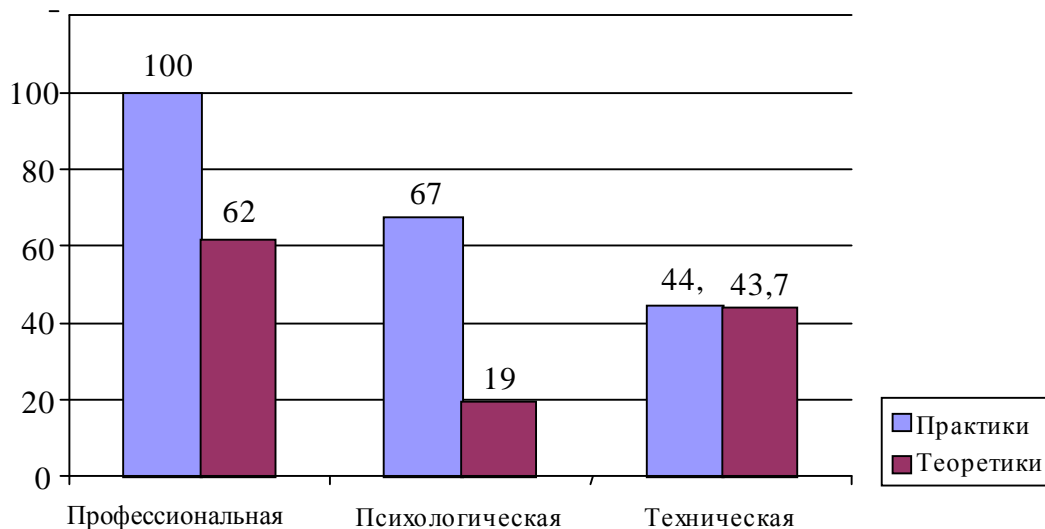


Рис. 1. Готовность к тьюторской деятельности

Относительно невысокий процент «теоретиков», готовых технически (43,7%) и психологически (19%), еще раз свидетельствует о необходимости специальной подготовки тьюторов.

С учетом полученных в ходе диагностического эксперимента данных была разработана технология подготовки преподавателей для работы в СДО, базирующаяся на следующих учебных модулях: основы информатики, работа в вычислительных сетях,

особенности и основные технологии ДО; деятельность тьютора; организация контроля в системе ДО и построение тестов, разработка учебных материалов для ДО в электронном виде и др. В процессе подготовки тьюторов необходимо принимать во внимание принципы андрагогики (обучения взрослых), поскольку тьюторы – в большинстве своем преподаватели вуза, т.е. взрослые люди с опытом профессиональной деятельности (учет профессионального и жизненного опыта, наличие психологических барьеров и



т.д.). Определение уровня готовности к тьюторской деятельности по основным критериям (организационный, информационный, коммуникативный, развивающий) и анализ результатов констатирующего эксперимента позволили, как было отмечено ранее, выявить основные направления и проблемные зоны, на которые должна быть нацелена подготовка. Проведенная в дальнейшем экспериментальная проверка эффективности разработанной технологии подготовки преподавателей вузов к осуществлению деятельности в СДО и анализ результатов формирующего эксперимента показали, что после последовательного прохождения участниками эксперимента всех этапов технологии подготовки к деятельности в СДО у них наблюдается положительная динамика и значительный прирост уровня сформированности умений тьюторской деятельности по всем четырем критериям. Это позволяет говорить о возможности тиражирования разработанной технологии с целью подготовки высококвалифицированных, конкурентоспособных преподавателей для СДО.

Таким образом, подготовка преподавателей к использованию современных информационных и телекоммуникационных технологий в педагогическом процессе может способствовать модернизации российской системы образования в части изменения технологий, методов и характера деятельности преподавателей и обучающихся, повышая ее конкурентоспособность на рынке образовательных услуг.

### Библиографический список

1. Борисова, Н.В. Каким будет преподаватель в эпоху виртуального образования? (модель преподавателя - тьютора) [Текст] / Н.В. Борисова, В.Б. Кузов // Качество образования: проблемы и пути решения: науч.-метод. семинар: тез. докладов. – Новосибирск, 2000. – С. 107-114.
2. Психологический словарь [Текст] / под ред. В.В. Давыдова [и др.]. – М., 1983. – 445с.
3. Милорадова, Н.Г. Объективные и субъективные критерии психологической готовности к тьюторской деятельности [Текст] / Н.Г. Милорадова // Качество дистанционного образования: концепции, проблемы: тезисы докладов. – Жуковский: МИМ ЛИНК, 2001. – С. 39 – 42.
4. Казанская О.В. Подготовка преподавателей в области технологий дистанционного обучения [Текст] / О.В. Казанская, Н.Ш. Никитина // Подготовка кадров для системы открытого и дистанционного образования: Междунар. науч.-практ. семинар: тезисы докладов. – Томск: Изд-во ТГУ, 2001. – 146 с.
5. Белоусов, А.И. Роль выпускающей кафедры в гуманитарном образовании инженера аэрокосмической специальности [Текст] / А.И.Белоусов // Гуманитарное образование в системе подготовки специалиста мирового уровня. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – С.48-52.
6. Громова, Т.В. Актуальные аспекты формирования профессиональной готовности преподавателя вуза к деятельности в системе дистанционного обучения [Текст]: монография / Т.В. Громова. - Самара: Глагол, 2007. - 268 с.

### References

1. Borisova, N.V. What will the teacher in the era of virtual education be? . [Text] / N.V. Borisova, V.B. Kuzov / Quality of education: problems and solutions: nauchno-method. Seminar: tez. reports. - Novosibirsk, 2000. - P. 107-114.
2. Dictionary of Psihology [Text] / under. Ed. V.V. Davydova [and others]. - M., 1983. - 445 pp.
3. Miloradova, N.G. Objective and subjective criteria of psychological readiness for tutor's activity [Text] / N.G. Miloradova // Quality of distance education: concepts, problems: Abstracts. - Zhukovsky: ИМ ЛИНК, 2001. P.39 - 42.
4. Kazanskaya O.V. Training of teachers in the field of distance learning technologies [Text] / O.V. Kazanskaya, N.Sh. Nikitin // Training for a system of open and distance education: Internat. nauchno-prakt. Workshop: Abstracts. - Tomsk: Izd-vo TGU, 2001. - 146 pp.
5. Belousov, A.I. The role of the producing department in Humanities education aerospace engineer specialty [Text] / A.I. Belousov // Humanities in the training system of world level. - Samara: Izd-vo SGAU, 2007. - P.48-52.
6. Gromova, T.V. Current aspects of the formation of professional readiness of high school teachers to work in the system of distance learning [Text]: monograph / T.V. Gromova. - Samara: Glagol, 2007. - 268 pp.

## TEACHERS` READINESS TO USE DISTANCE TECHNOLOGIES AS A GUARANTEE TERM TO MODERNIZE EDUCATION

© 2009 A. I. Belousov<sup>1</sup>, T. V. Gromova<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University

<sup>2</sup>Samara State University of Economics

In the article the issue of organizing special tutors` training for teaching in the system of distance education is examined. The lack of tutors or their insufficient readiness (professional, psychological and technical) to fulfill tutor`s activity seems to be the main obstacle in introducing distance learning in the Russian educational system. Identifying the level of teachers` readiness to fulfill tutor`s activity is the first step in the developing stages, topics and problem spheres of their training in modernizing process of the educational system of in Russia.

*Modernization of education, information society, distance learning, distance education, tutor, andragogics*

### Информация об авторах

**Белоусов Анатолий Иванович**, доктор технических наук, профессор Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [aib15@rambler.ru](mailto:aib15@rambler.ru). Область научных интересов – авиационное и ракетное двигателестроение, педагогические науки.

**Громова Татьяна Владимировна**, кандидат педагогических наук, доцент кафедры иностранных языков Самарского государственного экономического университета. E-mail: [t.gromova@rambler.ru](mailto:t.gromova@rambler.ru). Область научных интересов - педагогика, психология, философия.

**Belousov Anatoly Ivanovich**, doctor of technical sciences, professor of Samara State Aerospace University. E-mail: [aib15@rambler.ru](mailto:aib15@rambler.ru). Area of research: aviation and rocket propulsion engineering, teaching science.

**Gromova Tatiana Vladimirovna**, Candidate of Pedagogical Sciences, Assistant Professor of Foreign Languages, Samara State Economic University. E-mail: [t.gromova@rambler.ru](mailto:t.gromova@rambler.ru). Area of research: pedagogy, psychology, philosophy.

## РЕЗУЛЬТАТИВНОСТЬ ОПЫТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ РАБОТЫ ПО ФОРМИРОВАНИЮ ГОТОВНОСТИ ПРЕПОДАВАТЕЛЕЙ К ТЬЮТОРСКОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

© 2009 Т.В. Громова

Самарский государственный экономический университет

В статье анализируются результаты опытно-экспериментальной подготовки тьюторов по авторской технологии подготовки тьюторов к использованию дистанционных и телекоммуникационных технологий в обучении.

*Дистанционное обучение, дистанционное образование, тьютор, технология, тьюторская деятельность*

Специфика учебного процесса в ДО (акцент на интенсивную контролируемую самостоятельную работу обучающегося; систематическое, но опосредованное общение обучающихся и тьютора; возросшая роль компьютерных технологий), особенности деятельности тьютора (работа в особом психологическом пространстве; своевременное предоставление обратной связи на основе сетевой коммуникации; координация самостоятельной работы и познавательной деятельности обучающихся на расстоянии) свидетельствуют о том, что преподавателю, работающему в традиционной системе, необходима специальная подготовка, чтобы он мог успешно работать в условиях ДО, осуществлять тьюторскую деятельность (*тьютор* - методист, преподаватель или консультант-наставник, входящий в профессорско-преподавательский состав системы ДО (СДО), осуществляющий методическую и организационную помощь обучаемым в рамках конкретной программы дистанционного обучения [1]).

В этой связи возникает необходимость разработки специальной технологии подготовки тьюторов. Прежде чем приступить к разработке технологии подготовки преподавателей к деятельности в СДО, представим процесс совместной деятельности обучающихся и преподавателей при ДО - учения и преподавания - в виде модели, которая включает в себя пять базовых ступеней: 1) знакомство, общение и мотивация; 2) обмен информацией; 3) понимание; 4) применение; 5) конструирование знаний и развитие. Есте-

ственно, что каждой ступени соответствуют определенные технические навыки обучающихся и определенные умения тьютора. Если в период обучения осуществляется непрерывное и результативное сопровождение обучающихся преподавателем, то процесс перехода от ступени к ступени происходит быстро и эффективно.

В описании данной модели использовалась терминология: "студент", "тьютор". Представляется, что подобная модель может быть в полной мере использована при подготовке тьюторов, которые первоначально будут находиться в роли студентов. Преподаватели (будущие тьюторы) выступают в роли обучающихся; руководитель курса подготовки тьюторов - в роли преподавателя. Технология подготовки тьюторов согласно предложенной модели включает следующие этапы: мотивационный, информационный, организационно-структурный, конструктивный и рефлексивный, специфика каждого из которых подробно описана в работе [2].

В итоге была спроектирована и разработана авторская технология подготовки преподавателей к тьюторской деятельности. Она представлена в виде таблицы, где отражены этапы, деятельность преподавателя и обучающихся, а также средства, методы, приемы работы и продукт каждого этапа (табл.1).

Эксперимент по использованию разработанной технологии проводился в 2006-2008 гг. на базе Самарского государственного экономического университета (СГЭУ). Диагностический этап проводимого эксперимента охватил две группы участников.

Таблица 1- Технология поэтапной подготовки преподавателей вуза к тьюторской деятельности

Этап технологии	Деятельность преподавателя	Деятельность обучающихся	Средства, методы активного обучения	Продукт этапа	Приобретаемые профессионально значимые качества
1. Мотивационный	Презентация курса; организация общения; формирование активной субъектной позиции обучающихся	Знакомство между собой; определение собственной роли и позиции в группе; принятие целей обучения	Вводное занятие: методики знакомства	Приобретение общего представления о курсе подготовки тьюторов; освоение среды обучения и будущей профессиональной деятельности	Умение мотивировать обучающихся на развитие, создавать и поддерживать положительный эмоциональный фон
2. Информационный	Предоставление информации (системное представление концепций курса); консультирование (в ситуациях затруднения, возникающих по ходу работы); организация групп взаимопомощи	Самостоятельное изучение материалов; поиск информации; выполнение тестовых заданий; работа в группах взаимопомощи	Самостоятельная работа: общение посредством электронной почты (телефона); мини-лекции; группы взаимопомощи	Овладение теоретическими основами деятельности преподавателя в системе ДО; развитие умений самостоятельной работы и самостоятельного поиска информации; освоение письменной коммуникации	Знание психолого-педагогических основ ДО, принципов андрагогики; умение грамотно изъясняться в устной и письменной форме
3. Организационно-структурный	Обзор материалов курса и проверка их усвоения; выбор и использование разнообразных (групповых) упражнений; работа с активными методами обучения; обучение навыкам рефлексии; консультирование и организация обратной связи	Выполнение заданий; решение типовых задач; оценка собственной деятельности (рефлексия)	Тьюториал: дискуссия; методы "экспертов", "мозгового штурма"; работа в группах; тренинг	Развитие умений использования активных методов обучения; установление связей теоретических положений курса с практическими задачами	Умение разрешать конфликты; владение арсеналом методик и приемов современных педагогических и информационных технологий
4. Конструктивный	Формулирование проблемных вопросов, заданий, позволяющих активизировать студентов и требующих применения полученных знаний; проверка письменных заданий (ТМА) с обязательным комментарием	Решение нестандартных задач профессиональной деятельности в группах и индивидуально; анализ собственной деятельности	Тьюториал: дискуссии проблемного характера; анализ конкретных ситуаций, ролевые игры; компьютерные конференции и электронная почта как средства связи	Совершенствование умений применять имеющиеся знания для решения нестандартных задач, а также анализировать деятельность	Умение критически мыслить; владение техниками общения, в том числе, на расстоянии
5. Рефлексивный	Обобщение пройденного материала; интеграция теоретических положений и практики; управление деловой игрой; рефлексия собственной деятельности	Активное участие во всех формах работы; разработка и защита собственного проекта; рефлексия собственной деятельности	Деловая игра; проектная деятельность; самостоятельная работа; дневная школа	Развитие интегративных умений тьюторской деятельности	Владение приемами саморазвития и само-совершенствования, методами самоанализа

В первую группу входили преподаватели СГЭУ, задействованные в программе подготовки преподавателей, реализующейся с использованием технологий дистанционного обучения, прошедшие обучение по курсу "Преподаватель системы ДО" ранее и имеющие некоторый практический опыт работы с дистанционными технологиями, - 48 человек. Их условно назвали "практиками". Во вторую группу участников эксперимента вошли преподаватели, не имеющие на момент обучения опыта работы в СДО и соответствующей теоретической подготовки (48 человек). В рамках эксперимента их условно назвали "теоретиками". Им был прочитан курс "Дистанционное обучение", в том числе раздел "Деятельность тьютора", включающий теоретические знания о дистанционном обучении и содержании работы тьютора.

Организация эксперимента предполагала решение следующих задач: 1) определить уровень сформированности умений и навыков, имеющихся и необходимых для работы тьютором, и проанализировать полученные данные с целью выделения направлений подготовки; 2) провести опытно-экспериментальное обучение преподава-

телей для осуществления деятельности в СДО; 3) экспериментально проверить и оценить эффективность разработанной технологии подготовки преподавателей к деятельности в СДО.

На диагностическом этапе эксперимента обучающимся было предложено оценить свои теоретические знания: 1) о дистанционном обучении; 2) о деятельности преподавателя в системе дистанционного обучения. В результате было выявлено, что только 10,5 % преподавателей оценивают свои знания о ДО и только 4 % оценивают свои знания о деятельности преподавателя в СДО настолько, что готовы профессионально, психологически и технически заниматься этой деятельностью (при том, что желание использовать дистанционные технологии в обучении выразили 63 % опрошенных).

С целью определения уровня умений и навыков, необходимых преподавателю для работы в качестве тьютора, участникам эксперимента было предложено оценить в баллах, какие виды работы (всего 22) и на каком уровне они могут осуществлять как тьюторы. Приведем образец анкеты.

Анкета 1

*Уважаемые преподаватели! Оцените в баллах, какие виды работы и на каком уровне Вы можете осуществлять как тьютор (преподаватель-консультант в системе ДО):*

- |                                 |                                  |
|---------------------------------|----------------------------------|
| 1 - не могу;                    | 2 - знаю приблизительно, как...; |
| 3 - умею, могу осуществить;     | 4 - владею этим свободно;        |
| 5 - могу творчески использовать |                                  |

1. Организовывать связь между участниками процесса ДО (связь студентов с тьютором, деканатом, между собой).

2. Проводить студенческие (научные) конференции, в том числе сетевые, видеоконференции.

3. Проектировать общение исходя из целостного видения содержания и процесса обучения, устанавливать долгосрочные и краткосрочные цели обучения, согласовывать их со студентом, корректировать их при необходимости.

4. Использовать различные формы организации учебного процесса (установочные лекции, тьюториалы, воскресные (дневные) школы, самостоятельную работу студентов, консультации); организовывать группы взаимопомощи.

5. Применять активные методы обучения.

6. Организовывать контроль (исходная диагностика, текущие, промежуточные, итоговые контрольные мероприятия).

7. Использовать элементы сетевой технологии ДО (электронная почта, компьютерные конференции, поиск в сети Интернет).

8. Предоставлять своевременную помощь в изучении курса (консультирование, ответы на вопросы).

9. Отслеживать усвоение студентами содержания материалов курса.

10. Проверять, комментировать, рецензировать итоговые домашние задания студентов.

11. Составлять индивидуальные задания (проектные задания с учетом опыта студентов).

12. Проводить рефлексивный анализ учебной деятельности студентов.

13. Разрабатывать учебно-методические материалы для ДО.

14. Создавать положительный эмоциональный фон при общении (в том числе и общении через компьютер).

15. Передавать информацию, кратко и содержательно излагать свои мысли в письменной форме.
16. Осуществлять индивидуальный подход к обучаемому (помощь в выборе наиболее эффективных методов и темпа работы; поощрение).
17. Оценивать собственную деятельность, опираясь на мнение студентов о курсе, и учитывать эту оценку в дальнейшей работе.
18. Поддерживать связь регулярно и постоянно.
19. Мотивировать обучаемых к совместной деятельности.
20. Активизировать познавательную деятельность студентов.
21. Способствовать развитию навыков самостоятельной работы.
22. Влиять и содействовать личностному, творческому росту и развитию студентов.

Представленные в анкете умения сгруппированы в соответствии с функциями тьютора, выполняемыми им в ходе своей деятельности (1-7 – организаторская функция; 8-13 - информационная; 14-18 - коммуникативная; 19-22 - развивающая), что облегчило интерпретацию полученных данных.

Для определения степени готовности и определения приоритетов в последующей подготовке были выделены и соотнесены с показателями и оценкой в баллах три уровня сформированности умений тьюторской деятельности по каждому критерию (низкий, средний, высокий). В работе [3] приводится подробный сравнительный анализ результатов анкетирования "практиков" и "теоретиков". Следует отметить, что никто из "практиков" не оценил свои умения тьюторской деятельности на 1 балл ("не могу"), оценка в 2 балла касается в основном организаторской функции тьютора. Число участников анкетирования, оценивших свои умения на 5 баллов, в общем не превышает 30%, за исключением умения поддерживать связь регулярно и постоянно (43,8%). Для "практиков" проблемными являются следующие аспекты деятельности тьютора: организация связи между участниками процесса ДО; разработка учебно-методических материалов для ДО; использование характерных для ДО форм организации учебно-познавательной деятельности (УПД) (презентация, тьюториалы, организация самостоятельной работы и т.д.) и активных методов обучения; создание положительного эмоционального фона при общении через компьютер. В ответах на эти вопросы в основном преобладает оценка в 2 балла - "знаю приблизительно, как...", однако встречается и трехбалльная оценка - "умею, могу осуществить". Проблемными для "теоретиков" являются: организация студенческих конференций (в том числе сетевых); разработка учебно-методических материалов для ДО; использо-

вание активных методов обучения; рефлексивный анализ собственной деятельности и деятельности студентов; создание положительного эмоционального фона при общении через компьютер.

В итоге анализа были сделаны выводы об уровнях сформированности умений тьюторской деятельности у участников эксперимента на констатирующем этапе, которые представлены в табл. 2.

Таблица 2 - Уровень сформированности умений тьюторской деятельности на констатирующем этапе эксперимента

Критерий	Уровень опрошенных	
	"Практики"	"Теоретики"
Организационный	Средний	Низкий
Информационный	Средний	Средний
Коммуникативный	Средний	Низкий
Развивающий	Средний	Средний

Опрос практически работающих преподавателей ("практиков") показал, что 100% из них готовы с точки зрения профессиональной (предметной), что вполне обосновано; 66,7% готовы психологически. Наименьший процент готовых к деятельности тьюторов технически - 44,4%. Данные диагностики готовности "теоретиков" отражают следующее: 62% готовы профессионально, 19% - психологически; 44% - технически. Относительно невысокий процент "теоретиков", готовых технически (43...44%) и психологически (19%), еще раз свидетельствует о необходимости специальной подготовки тьюторов.

Определение уровня сформированности умений тьюторской деятельности по основным критериям (организационный, информационный, коммуникативный, развивающий) и анализ результатов констатирующего эксперимента позволили выявить основные направления и проблемные зоны, на которые должна быть нацелена подготовка (организация связи между участниками

процесса ДО, использование активных методов обучения, создание положительного эмоционального фона при общении и др.).

Решение последней задачи настоящего исследования требовало апробации предложенной технологии подготовки преподавателей к деятельности в системе ДО. В такую подготовку были включены основные аспекты деятельности преподавателя в системе ДО по сопровождению студентов с учетом выявленных проблемных направлений. Для каждого этапа технологии были разработаны задания, направленные на развитие определенных умений и навыков работы тьютора на том или ином участке совместной деятельности со студентами. Эти задания и описанные приемы работы могут использоваться при подготовке преподавателей к деятельности в СДО по любой дисциплине. В эксперименте принимали участие преподаватели разных дисциплин (экономики, юриспруденции, иностранного языка и др.), которые прошли все этапы (мотивационный, информационный, организационно-структурный, конструктивный и рефлексивный) подготовки к тьюторской деятельности.

*Мотивационный* этап включал в себя знакомство слушателей курса "Преподаватель системы дистанционного обучения" между собой и с преподавателем (путем презентации по предложенной форме учебной дисциплины), а также с целями и особенностями курса, организацией учебного процесса и т.п. Для изучения ожиданий от курса использовалась методика "Ожидания и опасения". Так, в частности, было установлено, что основные ожидания участников эксперимента - овладеть умениями, приемами работы со студентами на расстоянии, освоить новые виды деятельности, коммуникационные технологии. Основное опасение - невозможность реализовать полученные навыки и умения в реальном процессе дистанционного обучения, что вполне обоснованно: образовательные учреждения делают только первые шаги в освоении технологий ДО, и еще не вполне отчетливо видны практические результаты этой работы. Многие опасаются того, что недостаточное владение компьютером послужит определенным тормозом в обучении. На этой же ступени обучающимся, ранее не имевшим опыта работы с электронной почтой и в Ин-

тернете, были показаны элементарные, но необходимые действия - отправление сообщений через электронную почту, поиск нужного сайта в Интернете и т.п.

На *информационном* этапе участникам эксперимента был предоставлен теоретический материал, освещающий следующие вопросы: 1) дистанционное обучение, особенности взаимодействия преподавателя и студентов; 2) содержание деятельности тьютора и требования, предъявляемые к нему; 3) формы организации учебно-познавательной деятельности (УПД) в системе ДО; 4) учебные материалы в системе ДО.

На *организационно-структурном* этапе происходила проверка усвоения предоставленного ранее теоретического материала, знакомство с основными приемами работы тьютора, необходимыми для осуществления эффективного сопровождения, включающие в себя умения использовать активные методы обучения, различные формы организации УПД и т.п. Упражнения, которые выполняли обучающиеся в ходе эксперимента, были направлены на развитие этих умений. С целью сбора как можно большего количества практически реализуемых идей на данной ступени участники эксперимента осваивали методику "мозгового штурма", одновременно обобщая изученный теоретический материал.

На *конструктивном* этапе участникам было предложено, в частности, с помощью метода "конкретных ситуаций" (case-study) в малых группах определить сильные и слабые стороны обучения в дистанционном колледже Кантас (Австралия), а также возможный круг обязанностей тьютора данного учебного заведения (подробнее см. [2]).

На заключительном *рефлексивном* этапе эксперимента, - ступени применения полученных знаний и умений при решении нетиповых задач, рефлексии собственной деятельности - с целью активизации процесса участникам была предложена конкретная ситуация, задание которой было оценить и сравнить проблемы и трудности деятельности тьютора в австралийском и российском университетах [2]. После разбора и обсуждения конкретной ситуации с "практиками" была проведена деловая игра (комплексный и интегрирующий метод активного обуче-

ния).

Оценка эффективности предложенной технологии производилась по результатам выполнения заданий на разных этапах подготовки, анкетирования обучающихся, в ходе наблюдения за процессом работы, беседы с участниками эксперимента. На заключительном этапе им была предложена та же анкета, что и на констатирующем. Это продиктовано желанием проследить прирост навыков и умений в результате обучения и из предположения, что обучающиеся могут оценить некоторые свои умения не выше, а наоборот, ниже, чем они оценили их до обучения тьюторской деятельности.

Результаты повторного анкетирования "практиков" и "теоретиков" по окончании эксперимента следующие: 1) никто из опрошенных не оценил свои умения на 1 балл ("не могу"); 2) количество оценивших умения тьюторской деятельности на 2 балла значительно сократилось (думается, что впоследствии обучающиеся с уровня "знать" по этим аспектам будут продвигаться вверх, к уровню "могу творчески использовать"). Возрос уровень оценки умений использования активных методов обучения, что объясняется широким применением метода "мозгового штурма", анализа конкретных ситуаций, деловой игры непосредственно в работе по подготовке тьюторов. Так, эти умения 77,8% "практиков" оценили на 5 баллов (на констатирующем этапе эта цифра составила 5,6%); 62,5% "теоретиков" оценили на 4 балла (по сравнению с 12,5% на констатирующем этапе). Умения рефлексивного анализа оценены на высший балл 94,4% "практиков" и 43,8% "теоретиков" (по сравнению с 11,1 и 0%, соответственно); на 4 балла - 5,6% "практиков" и 56,2% "теоретиков" (по сравнению, соответственно, с 38,9 и 0%). Можно говорить и о развитии умений организации связи между участниками процесса ДО, активизации познавательной деятельности и создании положительного эмоционального фона при общении через компьютер.

Динамику формирования умений тьюторской деятельности участников эксперимента ("практиков") можно представить графически. На рис. 1 отражен уровень сформированности умений тьюторской деятельности на констатирующем этапе эксперимента

и после апробации технологии подготовки преподавателей к деятельности в системе дистанционного обучения.

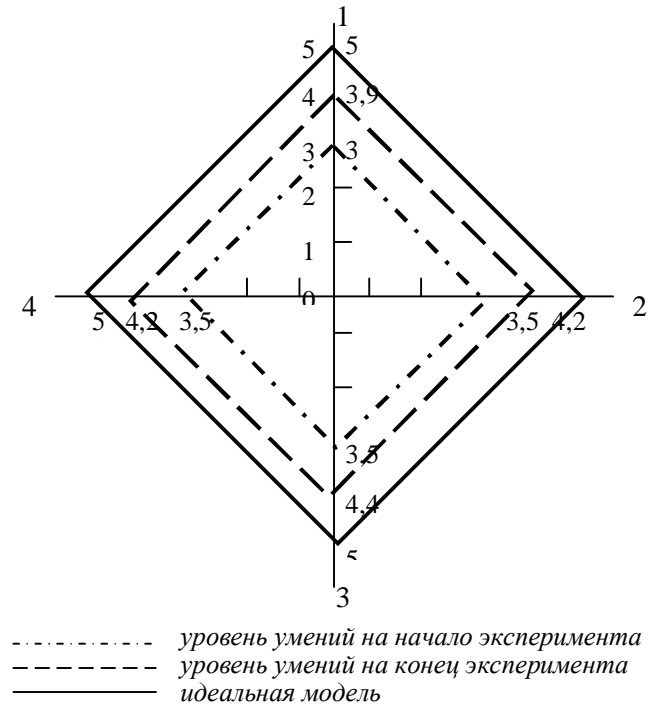


Рис. 1. Динамика развития развития умений тьюторской деятельности "практиков":  
1 - организационный критерий; 2 - информационный критерий; 3 - коммуникативный критерий; 4 - развивающий критерий

Из диаграммы видно, что уровень сформированности умений тьюторской деятельности возрос в среднем на 0,5...1 балл. Так, например, средний балл по организационному критерию для "практиков" возрос с 3 до 3,9. Исходя из содержания технологии (предложенных заданий) улучшились такие показатели, как организация связи между различными участниками процесса ДО; использование активных методов обучения и различных форм организации УПД. Балл по коммуникативному критерию для "практиков" составил 3,5 на начало эксперимента и 4,4 на его конец. Содержание технологии на каждом ее этапе было направлено на следующие показатели по данному критерию: создание положительного эмоционального фона при общении через компьютер; грамотная письменная коммуникация; регулярное поддержание связи; оценка собственной деятельности. Балл по развивающему критерию для "практиков" изначально не был низким (3,5), на конец эксперимента он составил 4,2. Предложенные задания в целом были



направлены на мотивацию, активизацию познавательной деятельности обучающихся.

Анализируя динамику развития умений тьюторской деятельности "теоретиков" (рис. 2), можно также отметить, что уровень сформированности их умений увеличился в среднем на 0,7...1 балл. Общий контур умений "теоретиков" также сохранился, однако он менее приближен к идеальной модели, чем у "практиков". Самооценка "теоретиков" на завершающем этапе эксперимента свидетельствует о более интенсивном развитии умений по организационному и коммуникативному критериям, что можно объяснить направленностью предложенных в ходе подготовки заданий на улучшение показателей по этим критериям.

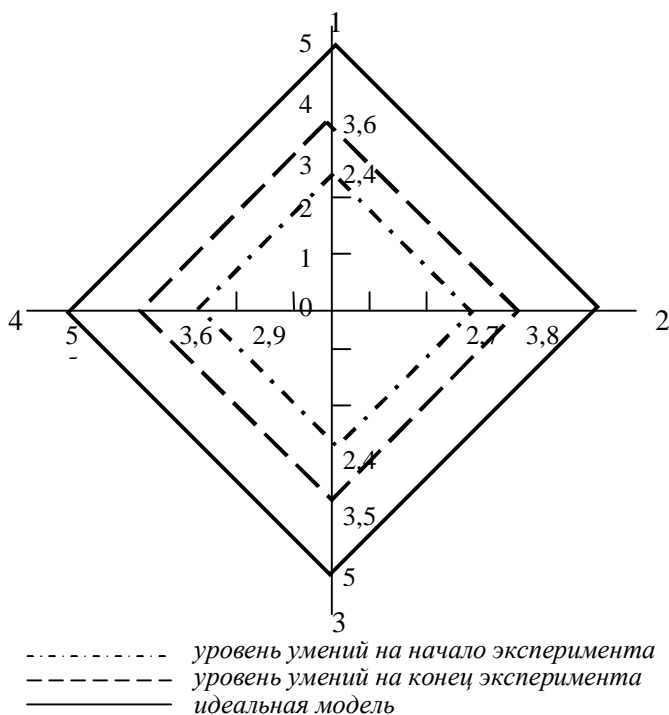


Рис. 2. Динамика развития умений тьюторской деятельности "теоретиков":

1 - организационный критерий; 2 - информационный критерий; 3 - коммуникативный критерий; 4 - развивающий критерий

В соответствии с выделенными выше уровнями, уровень сформированности умений тьюторской деятельности "практиков" по всем четырем критериям (организационному, информационному, коммуникативному, развивающему) можно охарактеризовать как высокий.

Умения тьюторской деятельности "теоретиков" по коммуникативному критерию на-

ходятся на среднем уровне, по остальным критериям – на высоком.

В качестве дополнительного задания на заключительной ступени обучающимся был предложен небольшой тест, охватывающий основные положения ДО и специфику деятельности тьютора. Оценка этого задания производилась в баллах (в отличие от заданий на первых ступенях, где приоритет отдавался оценочному суждению).

Пройдя через все этапы подготовки (мотивационный, информационный, организационно-структурный, конструктивный и рефлексивный), участники эксперимента увидели деятельность тьютора изнутри, были активно вовлечены во все методы и формы работы, которые использует тьютор в реальном процессе дистанционного обучения (оценочные методики; активные методы обучения; проверка домашних заданий; рефлексивный анализ деятельности).

Результаты статистической обработки экспериментальных данных демонстрируют положительную динамику и значительное повышение уровня сформированности умений тьюторской деятельности, который охарактеризован нами для "практиков" как высокий (по всем четырем критериям), для "теоретиков" - высокий (организационный, информационный, развивающий критерии) и средний (коммуникативный критерий), что убедительно доказывает действенность разработанной технологии и позволяет говорить о возможности ее тиражирования.

### Библиографический список

1. Борисова Н.В. Каким будет преподаватель в эпоху виртуального образования? (модель преподавателя - тьютора) [Текст] / Н.В. Борисова, В.Б. Кузов // Качество образования: проблемы и пути решения: науч.-метод. семинар: тез. докладов. – Новосибирск, 2000. – С. 107-114.
2. Громова Т.В. Актуальные аспекты формирования профессиональной готовности преподавателя вуза к деятельности в системе дистанционного обучения [Текст]: монография / Т.В. Громова. - Самара: Глагол, 2007. - 268 с.
3. Громова Т.В. Анализ сформированности уровня готовности преподавателя вуза к

осуществлению тьюторской деятельности [Текст] / Т.В. Громова // Альманах современной науки и образования: межвуз. сб. науч. тр. Тамбов, 2007. - Ч. 3. - С. 41-43.

#### **References**

1. Borisova, N.V. What will the teacher in the era of virtual education be? [Text] / N.V. Borisova, V.B. Kuzov // Quality of education: problems and solutions: nauchno-method. Seminar: reports thesis. - Novosibirsk, 2000. - P. 107-114.

2. Gromova, T.V. Current aspects of the formation of professional readiness of high school teachers to work in the system of distance learning [Text]: monograph / T.V. Gromova. - Samara: The verb, 2007. - 268 pp.

3. Gromova, T.V. Analysis of formation of the level of preparedness of high school teachers to implement tutor's activities [Text] / T.V. Gromova // Almanac of modern science and education: Intercollege. Sat scientific. tr. Part 3. Tambov, 2007. 41-43.

### **THE ANALYSIS OF EXPERIMENTAL WORK EFFICIENCY OF FORMING TEACHERS READINESS TO FULFILL TUTOR'S ACTIVITY**

© 2009 T. V. Gromova

Samara State University of Economics

In the article the results of testing the efficiency of the developed model and technology of forming teachers readiness to fulfill tutor's activity is being analyzed. The lack of tutors or their insufficient readiness (professional, psychological and technical) to fulfill tutor's activity seems to be the main obstacle in introducing distance learning in the Russian educational system.

*Distance learning, distance education, tutor, technology, tutor's activity*

#### **Информация об авторах**

**Громова Татьяна Владимировна**, кандидат педагогических наук, доцент кафедры иностранных языков Самарского государственного экономического университета. E-mail: [t.gromova@rambler.ru](mailto:t.gromova@rambler.ru). Область научных интересов: педагогика, психология, философия.

**Gromova Tatiana Vladimirovna**, Candidate of Pedagogical Sciences, Assistant Professor of Foreign Languages, Samara State Economic University. E-mail: [t.gromova@rambler.ru](mailto:t.gromova@rambler.ru). Area of research: pedagogy, psychology, philosophy.

**ПРОЕКТ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 30000 л. с. (ГТ-30)**

© 2009 В. А. Зрелов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Приводится описание проекта газовой турбины мощностью 30 тыс. л.с., предназначенной для экспериментальной отработки компрессоров авиационных ГТД. Описываются возможные области её применения. Проект разработан в 1948 г. немецкими специалистами, работавшими на государственном союзном опытном заводе №2.

*Газовая турбина, газотурбинный двигатель, компрессор, экспериментальная установка, турбокомпрессор, конструктивная схема, германские специалисты*

На государственном союзном опытном заводе № 2 для экспериментальной отработки вновь создаваемых двигателей и их элементов требовалось специальное оборудование и стенды.

Поэтому в марте 1948 г. в конструкторском бюро в отделе перспективного развития под руководством доктора Фогтса был подготовлен проект газовой турбины, имеющей мощность 30000 л. с.

Этот проект в первую очередь предназначался в качестве двигателя для привода опытных компрессоров с целью проведения их аэродинамических испытаний.

В проекте отмечалось, что в связи с возросшими значениями к.п.д. лопаточных машин, в особенности многоступенчатых осевых компрессоров, газовая турбина имеет преимущества по сравнению с паровой турбиной. Использование проектируемой установки в качестве привода электрогенератора, работающего при пиковой нагрузке, является экономически выгоднее, чем применение в этих целях паровой турбины. Хотя компрессор газотурбинного привода дороже воздухоподувок паротурбинной установки, зато отпадает необходимость иметь котельную и сложную установку химической и механической очистки воды с её многочисленными вспомогательными механизмами и агрегатами.

В качестве применения проектируемой турбины рассматривалась возможность использования её как привода электрогенераторов в нефтяной промышленности, где из-за недостатка воды не могут быть применены паровые силовые установки.

Такая установка могла найти применение также в качестве аварийной электростанции в шахтах и других подземных сооружениях.

Кроме этого, газовая турбина могла быть использована в металлургическом производстве для привода воздухонагревателя для доменных печей с регулировкой температуры при помощи выхлопных газов.

**Выбор конструктивной схемы турбокомпрессора.**

При разработке проекта были проанализированы пути создания турбины в зависимости от условий её эксплуатации. Так как в задании на проектирование была указана годовая наработка в объёме 500 часов, то из рассмотрения была исключена большая группа двигателей, у которых полная годовая наработка составляла 8760 часов. Такие установки необходимо проектировать на максимальное значение к.п.д. не обращая внимания на затраты на их сооружение, поскольку в этом случае решающую роль играют годовые затраты на топливо.

Рассматриваемый проект в наибольшей степени соответствует двигателю, работающему в условиях пиковой нагрузки. Такие машины должны иметь простую схему и удовлетворять следующим требованиям:

1. Иметь низкую стоимость всей установки вследствие малых размеров зданий и фундаментов;
2. Иметь малые затраты на материалы;
3. Иметь малые затраты на изготовление;
4. Иметь малые затраты на эксплуатацию и ремонт;

5. Иметь малое время запуска.

Наиболее полно этим требованиям отвечает конструкция газотурбинного двигателя, выполненного по открытой схеме без применения параллельно включённых ступеней компрессора и турбины. На рис. 1 для принятой температуры газа перед турбиной ( $T_4=1050\text{K}$ ) в соответствии с заданной годовой наработкой 500 часов построены зависимости параметров двигателя (к.п.д. -  $\eta$ ; удельного расхода топлива -  $b$ ; массового расхода воздуха -  $G$ ) от степени повышения давления ( $\epsilon$ ). По этим зависимостям можно

найти наиболее экономичную схему машины.

Из анализа рис. 1. видно, что минимальные значения расхода воздуха и топлива не соответствуют одному значению степени повышения давления, т.е. термодинамически лучшая машина этой схемы не будет одновременно самой лёгкой или самой дешёвой. Однако, поскольку разница в расходе топлива в пределах степени повышения давления от 4 до 12 не слишком значительна, то можно предположить, что двигатель, имеющий наименьший расход воздуха (в данном случае со степенью повышения давления 4,2),

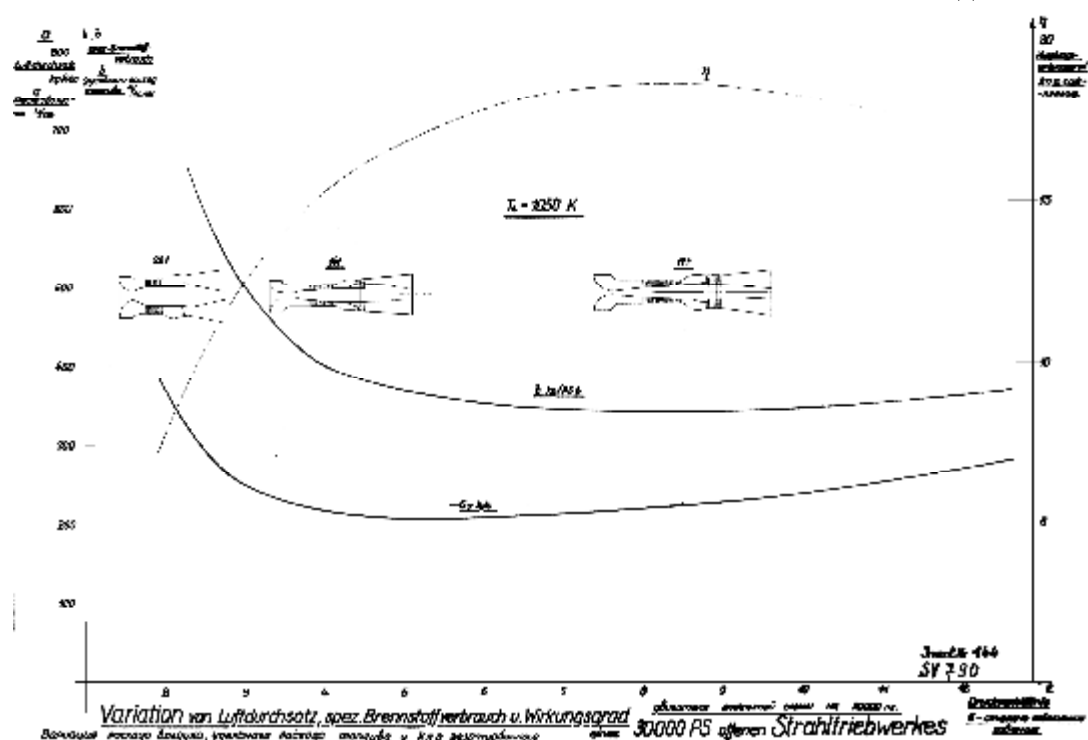


Рис. 1. Зависимость к.п.д. ( $\eta$ ), удельного расхода топлива ( $b$ ) и массового расхода воздуха ( $G$ ) от степени повышения давления в компрессоре для двигателя при  $T_4=1050\text{K}$

является наиболее экономичным. Так как при аэродинамическом подобии расходы воздуха относятся друг к другу как квадраты геометрических размеров, этот двигатель будет иметь наименьшую массу и потребует наименьших затрат на материалы и изготовление.

Двигатель имеет десятиступенчатый компрессор, двухступенчатую турбину и двухпорный ротор турбокомпрессора. При  $\epsilon=8,5$  (т.е. при минимальном удельном расходе топлива) двигатель имел бы пятнадцатиступенчатый компрессор и четырёхступенчатую турбину. При  $\epsilon=2,0$  получилась бы

конструкция с четырёхступенчатым компрессором и одноступенчатой турбиной. В такой схеме реализуется предельная мощность одноступенчатой турбины.

Оценка массы стационарных конструкций, разработанных по таким схемам, показала, что двигатель с  $\epsilon=4,2$  имел бы массу около 14 т., двигатель с  $\epsilon=2,0$  - около 22 т., а с  $\epsilon=8,5$  - 17 т.

#### Описание конструкции турбокомпрессора выбранной схемы.

На основании проведенных исследований была выбрана открытая схема газотурбинного двигателя со степенью сжатия

равной 4,2. В такой схеме реализуется предельная мощность для двухступенчатой турбины. Мощность двигателя на валу составляет 30000 л.с. при частоте вращения  $n = 3000$  1/мин.

На рис. 2. приведены значения некоторых параметров (температуры, давления, ок-

ружной скорости и удельного веса) в основных расчётных сечениях проточной части двигателя. Здесь же приведены значения к.п.д. входного патрубка, компрессора, турбины и диффузора, положенные в основу термодинамического расчёта.

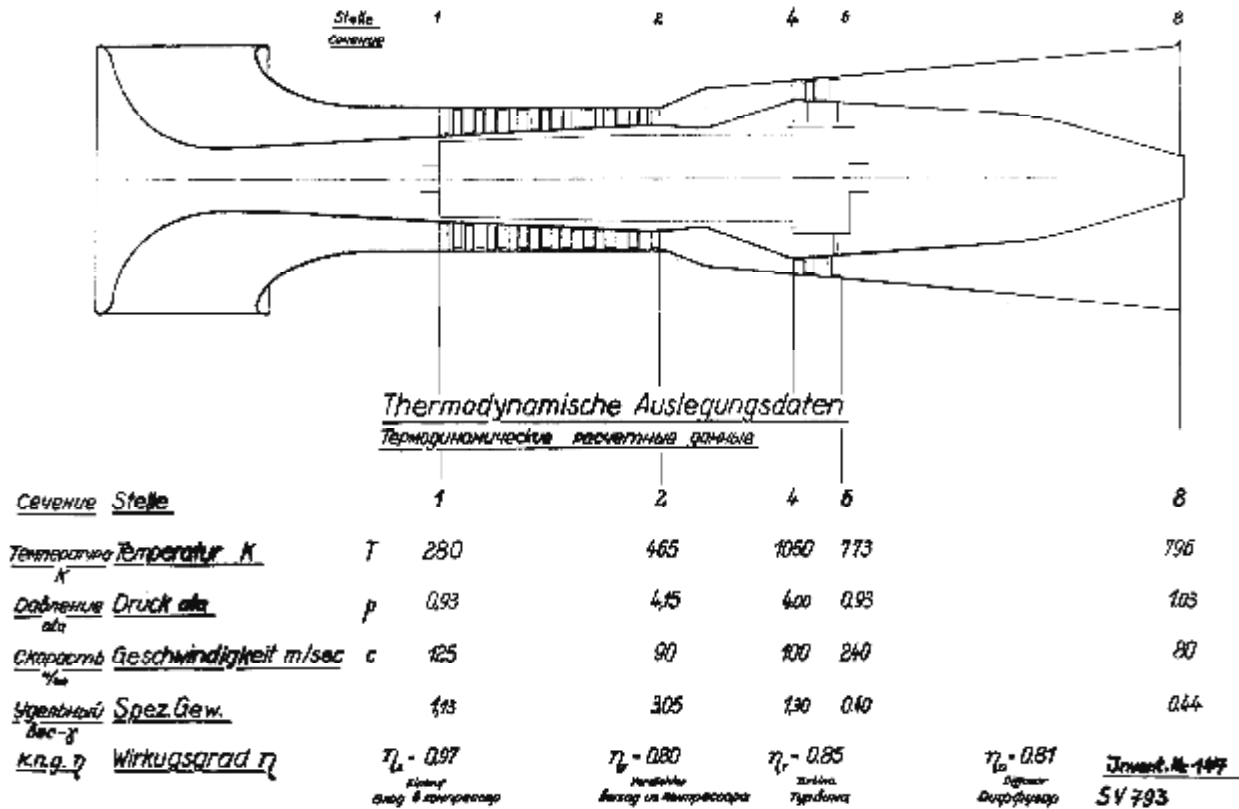


Рис. 2. Значения некоторых параметров двигателя в характерных сечениях проточной части

На рис. 3. приведена таблица с параметрами турбины. Для достижения потребной мощности на валу двухступенчатой турбины значения окружных скоростей были приняты максимально высокими. Вследствие этого были получены весьма выгодные для турбины значения скоростных коэффициентов и выходных углов, а также величина общего к.п.д., равная 85%. Значение к.п.д. без учёта кинетической энергии выхлопных газов составило даже 87%.

Размеры компрессора были взяты такими, чтобы получились величины окружных скоростей как у компрессоров двигателей 012Б-0 и 004.

Конструкция одноступенчатой турбины ещё проще, однако, геометрические размеры такой машины настолько велики, что изготовление её стало бы более дорогим.

Максимальная длина проектируемого двигателя составляла 12,30 м., наибольший диаметр у диффузора – 3,25 м.

Особого внимания заслуживает двухопорный барабанный ротор. Связанная с ним конструкция лабиринта у направляющего аппарата 1-й ступени обеспечивает значительное снижение осевой силы ротора, которая может быть сведена почти до нуля. Благодаря этому обе опоры могли быть выполнены в виде шарикоподшипников, которые, согласно советским каталогам, имеют ресурс примерно 800 часов при внутреннем диаметре, равном 220 мм.

Чтобы ротор мог работать в докритической области, его стенки должны быть толще, чем этого требуется для передачи крутящих и изгибающих моментов. По этой причине масса ротора должна была составлять около 5 – 6 т.

Конструктивная схема двигателя показана на рис. 4. Корпуса между двумя опорами разъёмные в горизонтальной плоскости. Таким образом, путём снятия верхних частей корпусов можно извлечь весь ротор вместе с

шарикоподшипниками из разъёмных вкладышей. Корпус камеры сгорания также разъёмный в горизонтальной плоскости.

### Turbine - Auslegung

Расчётные данные турбины

Ступень Stufe	Адреса Rad	Сечение Schnitt	Радиус Radius mm	adiabatisches Gefälle kcal/kg	Диаметр дюзного сопла mm	Скорость потока m/sec	Реактивный угол %	U/C	Выходной угол * Austritts-*	Температура газа Gas-Temperatur C°	Высота Австритуса mm
I Stufe	Нормальное Leitraid	Нормальное Fuß	912,5	37	550	—	0,52	22°	655,7	233	
		Сопло Kopf	1146	25,76	463	—	0,78	22°	694		
	Рабочее Leitraid	Нормальное Fuß	912,5	8,15	373	18	—	32° 45'	635	233	
		Сопло Kopf	1146	19,39	410	42,8	—	28° 50'	635		
II Stufe	Нормальное Leitraid	Нормальное Fuß	866	30	521	—	0,522	25°	532	347	
		Сопло Kopf	1213	16,5	404	—	0,94	25°	579		
	Рабочее Leitraid	Нормальное Fuß	862,5	15,15	430	36,8	—	34° 15'	480	357,5	
		Сопло Kopf	1220	28,65	485	63,5	—	30° 5'	480		

Скоростные коэффициенты  
Geschwindigkeits-Beiwerte  $\left\{ \begin{array}{l} \psi = 0,965 \\ \psi = 0,93 \end{array} \right.$   
 КПД турбины  $\eta_{T=0,85}$   
Turbinenwirkungsgrad  $\eta_T = 0,85$

Jensen N. 148

794

Рис. 3. Расчётные параметры турбины

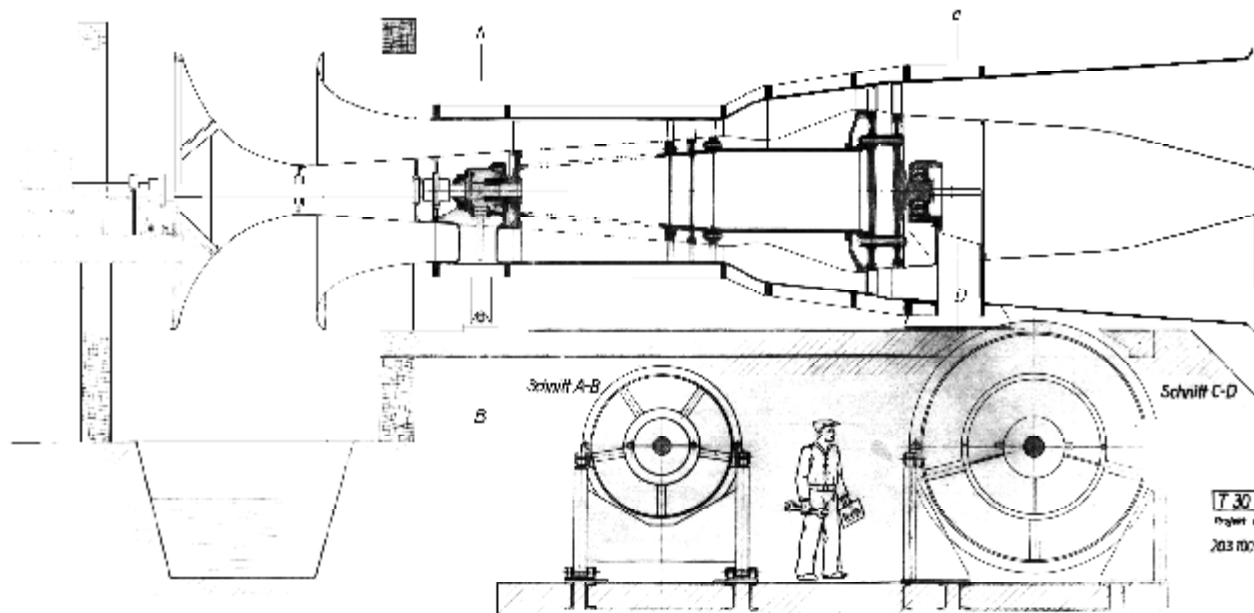


Рис.4. Конструктивная схема двигателя

Входное устройство состоит из двух воронок. Первая с одной стороны крепится к втулочной части передней опоры, а с другой

— к стене здания. Вторая воронка своим фланцем крепится к корпусу передней опоры. Узлы крепления двигателя к раме распо-

лагаются в плоскостях опор. Учитывая температурные деформации, задний подшипник является фиксирующей опорой, а передний - радиальной. Реактивный крутящий момент снимается в наиболее широкой части корпуса задней опоры.

Запуск двигателя предполагалось осуществлять также как у двигателя 012Б-0 через угловой привод в корпусе передней опоры. Потребная пусковая мощность – около 350 л.с.

#### Библиографический список

1. Проект газовой турбины на 30000 л.с. Отчёт № 518. 1948. Архив ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова».

#### References

1. Project of 30 000 h.p. power gas turbine. Report № 518, 1948. Archives of JSC “SNTC name after N.D. Kuznetsov” – [in Russian].

## PROJECT OF 30 000 h.p. POWER GAS TURBINE

© 2009 V. A. Zrelov

Samara State Aerospace University

This article describes the results of German specialists employment in state unit plant №2 in 1948. They developed project of 30 000 h.p. power gas turbine.

*Gas turbine, gas turbine engine, compressor, testing equipment, turbocompressor, design scheme, german specialists*

### Информация об авторе

**Зрелов Владимир Андреевич**, доктор технических наук, профессор кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-83. E-mail: Область научных интересов: конструирование аэрокосмических двигателей; история авиационного двигателестроения.

**Zrelov Vladimir Andreevich**, Doctor of technical scientific, Professor of Aerospace Engines Department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-83. Area of research: Design Aerospace Engines; History of Aviation Engines.

УДК 621.039.534

## **ИССЛЕДОВАНИЯ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ЯДЕРНЫХ УСТАНОВОК, РАБОТАЮЩИХ В СРЕДЕ ТЯЖЕЛЫХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЖИДКОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ**

© 2009 Ю. Н. Дроздов<sup>1</sup>, А. В. Безносков<sup>2</sup>, В. В. Макаров<sup>3</sup>, В. Н. Пучков<sup>1</sup>, М. А. Антоненков<sup>2</sup>,  
Д. В. Кузнецов<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН, г. Москва

<sup>2</sup>Нижегородский государственный технический университет,

<sup>3</sup>ОКБ «Гидропресс», г. Подольск

Представлено экспериментальное оборудование, разработанное для решения трибологических проблем, возникающих при использовании узлов трения, работающих в среде тяжелых жидких металлов в качестве теплоносителей для контуров ядерных энергетических установок. Проведены исследования фреттинг-коррозии теплообменных труб в узлах сопряжения с дистанционирующими решетками (ДР) создана установка, моделирующая виброизнос пары трения «ТВЭЛ-ДР» с целью обоснования вибропрочности и ресурса парогенератора реактора на быстрых нейтронах со свинцовым теплоносителем. Разработана установка для исследования и ресурсных испытаний цилиндрических зубчатых зацеплений с эвольвентным профилем и подшипников скольжения, работающих в реакторах на быстрых нейтронах в среде свинцового теплоносителя. Созданы экспериментальные образцы циркуляционных насосов реакторных установок, с помощью которых исследованы процессы изнашивания стальных и чугунных подшипниковых опор скольжения, работающих в среде свинца, а также эвтектических сплавов свинец—висмут и свинец—литий. Показана возможность работы зубчатых зацеплений, изготовленных из стали 40X13 и чугуна СЧ 20, в свинцовом теплоносителе на протяжении 500 и 400 ч соответственно при температуре 450°С, содержании термодинамически активного кислорода в свинце, близком к насыщению, контактном напряжении в зацеплении 758 МПа, частоте вращения шестерни 500 мин<sup>-1</sup> или менее и передаточном числе зацепления 1,5 (окружная скорость шестерни и колеса на делительной окружности 2,1 м/с).

*Узлы трения, экспериментальное оборудование, ядерные установки, тяжелые высокотемпературные теплоносители, износ, ресурс*

В 50 - 70 гг. прошлого века были созданы и успешно эксплуатировались центробежные насосы в составе реакторных установок со свинцово-висмутовым теплоносителем на отечественных серийных атомных подводных лодках. В последние годы возобновился интерес к теплоносителям на основе свинца применительно к реакторам деления тяжелых ядер быстрыми нейтронами, ускорительно-управляемым системам, системам теплоотвода от бланкета и дивертора термоядерных реакторов.

В настоящее время в России проектируются реакторы на быстрых нейтронах со свинцовым (БРЕСТ) и свинцово-висмутовым (СВБР-75/100) теплоносителями, при работе которых возникает необходимость исследования трения, схватывания, фреттинг-коррозии и ускоренного изнашивания в узлах сопряжения тепловыделяющих элементов (ТВЭЛОВ) с дистанционирующими решетками (ДР) тепловыделяющих сборок, а также в зубчатых зацеплениях и в подшипниках скольжения. В главных циркуляционных насосах реакторных контуров, в механизмах перегрузки ядерного топлива имеются ра-

бочие узлы с элементами, находящимися в относительном движении в среде жидкого металла при рабочих температурах 400...550°С. Работоспособность и надежность зубчатых зацеплений, подшипниковых опор скольжения, наряду с другими факторами, определяются физико-химическими характеристиками теплоносителя, в среде которого они работают. При разработке экспериментального оборудования учитывается значительное количество факторов, чтобы обеспечить проведение экспериментальных исследований в условиях, максимально приближенных к натурным условиям.

**Исследования пары трения «ТВЭЛ – ДР».** Прочность парогенератора реакторов на быстрых нейтронах связана с процессами вибрационного изнашивания и схватывания образцов материалов сопряжения «ТВЭЛ–ДР». Ускоренное изнашивание и схватывание контактирующих пар могут привести к опасным последствиям в установках с тяжелыми жидкометаллическими теплоносителями [1, 2].



Выбор материалов трущихся пар является определяющим для обеспечения безопасности функционирования атомных энергетических установок. Для обеспечения надежности теплообменников парогенератора были исследованы материалы пары трения «ТВЭЛ-ДР» парогенератора в жидком свинцовом теплоносителе. Изучались механизмы и интенсивность изнашивания образцов, проводились металлографические и профилометрические исследования.

Для проведения ресурсных испытаний образцов материалов парогенератора в условиях фреттинг-изнашивания и схватывания была разработана экспериментальная установка, моделирующая контакт пары трения «ТВЭЛ-ДР», работающей в условиях фреттинг-изнашивания, а также технологическое оборудование, обеспечивающее необходимое качество теплоносителя - свинца. Испытательная установка (рис. 1) состоит из корпуса 1, в котором на стержне-траверсе размещены два образца теплообменной трубки парогенератора 7, диаметром 17×3 мм. К наружным поверхностям трубок прижимаются с заданными усилиями два пальца 6, вырезанные из этих же трубок. Каждый палец подвешен на двух консольных плоских пружинах 12. Усилия поджатия пальцев обеспечиваются гирями 13 заданного веса. Полость корпуса заполняется свинцовым теплоносителем.

Теплоноситель полностью закрывает зону трения пары «трубчатый образец – палец». Вход теплоносителя в корпус модели перед испытаниями и дренаж его после испытаний осуществляются через штуцер на его днище. Уровень теплоносителя в корпусе модели контролируется по датчику уровня 17. Через штуцер на боковой стенке установки вводится инертный газ.

В крышке корпуса предусмотрен воздушник 21 для сброса давления. Середине траверсы, на которой закреплены образцы трубок, с помощью вибратора через сильфоны 9 и толкатель 4 задаются виброперемещения с фиксированными параметрами.

Снаружи установки имеют электрообогрев 15 и теплоизоляцию 16. В крышке корпуса для контроля суммарной глубины износа пары «образец трубки–палец» устанавливаются два индуктивных датчика перемещения, 19. Температура теплоносителя

измеряется с помощью термоэлектрического преобразователя 10.

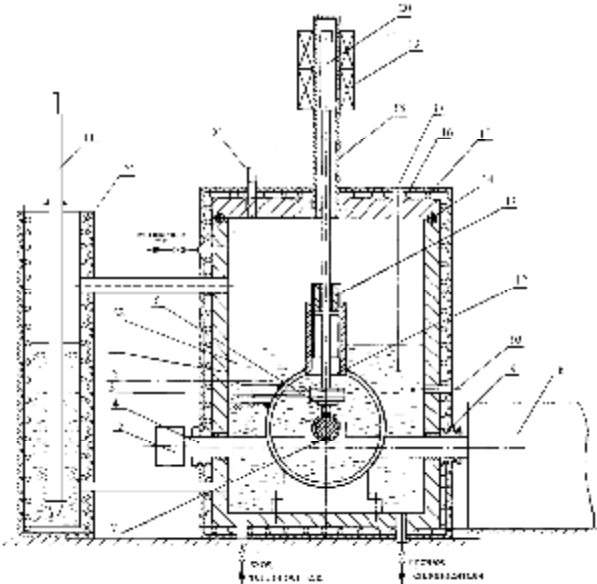


Рис. 1. Установка для испытаний материалов труб тепловыделяющих элементов и ДР парогенератора на износ в условиях фреттинга в среде свинцового теплоносителя: 1 – корпус; 2 – вытеснитель; 3 – держатель пальца (испытываемого образца); 4 – толкатель; 5 – пьезоакселерометр; 6 – палец (испытываемый образец); 7 – образец теплообменной трубки; 8 – вибратор; 9 – сильфон; 10 – термоэлектрический преобразователь; 11 – датчик контроля кислорода; 12 – плоская пружина; 13 – гиря; 14 – металлическая прокладка; 15 – электрообогрев; 16 – теплоизоляция; 17 – датчик уровня; 18 – разделительная трубка; 19 – индуктивный датчик; 20 – якорь индуктивного датчика; 21 – воздушник; 22 – свинцовый теплоноситель; 23 – стакан

Содержание кислорода в теплоносителе определяется датчиком контроля термодинамической активности кислорода 11, который установлен в отдельном стакане 23, соединенном с корпусом 1 двумя трубками, как сообщающиеся сосуды. На экспериментальной установке проведены эксперименты, в которых испытывали пары образцов материалов по схеме «палец–трубчатый образец» (рис. 2).

Частоты вынужденных колебаний задавались равными 34 и 66 Гц, находящимися в диапазоне расчетных частот вынужденных колебаний витых участков труб в поперечном потоке теплоносителя. Температуры поддерживались равными 440 и 540 С, соответствующими температурам теплоносителя на входе и выходе из парогенератора. Величины амплитуд виброперемещений 0,25 и 0,5 мм и нормальной силы 3,3; 4,5 и 7 Н выбраны исходя из проектных зазоров и несомкнутостей отверстий дистанционирующих решеток и труб.

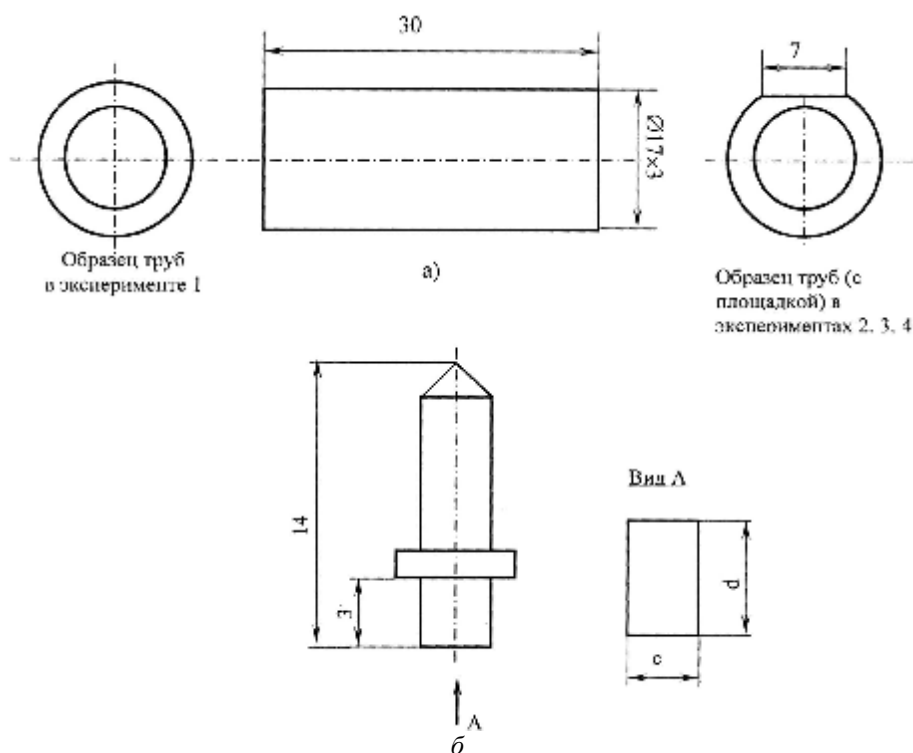


Рис. 2. Образцы для испытаний: трубчатый образец (а); контрольный образец (палец) (б)

Испытания прекращались после отрезка времени работы, достаточного для определения интенсивности изнашивания материала трубчатого образца.

**Зубчатые зацепления и подшипники скольжения.** На рис. 3 представлены фотография и схема экспериментальной установки. Условия испытаний: теплоноситель – свинец при температуре 400...550°C с контролируемым содержанием примеси термодинамически активного кислорода; защитный газ – аргон, водород, аргоново-дородная смесь, аргонокислородная смесь; передача – прямозубая, цилиндрическая, наружного зацепления с эвольвентным профилем; частота вращения шестерни  $n = 100 \dots 3500 \text{ мин}^{-1}$  при контактных напряжениях в зацеплении  $\sigma_H = 295 \dots 920 \text{ МПа}$ ; межосевое расстояние зубчатых зацеплений 50 мм; материалы шестерни и зубчатого колеса – конструкционные стали и чугуны.

В энергетических контурах указанных установок с применением свинцово-висмутового и свинцового теплоносителей одними из важнейших и специфичных единиц оборудования являются циркуляционные насосы. Боковая и моноблочная компоновка энергетических контуров с тяжелыми жидкими металлами обуславливает использование циркуляционных насосов погружного типа.

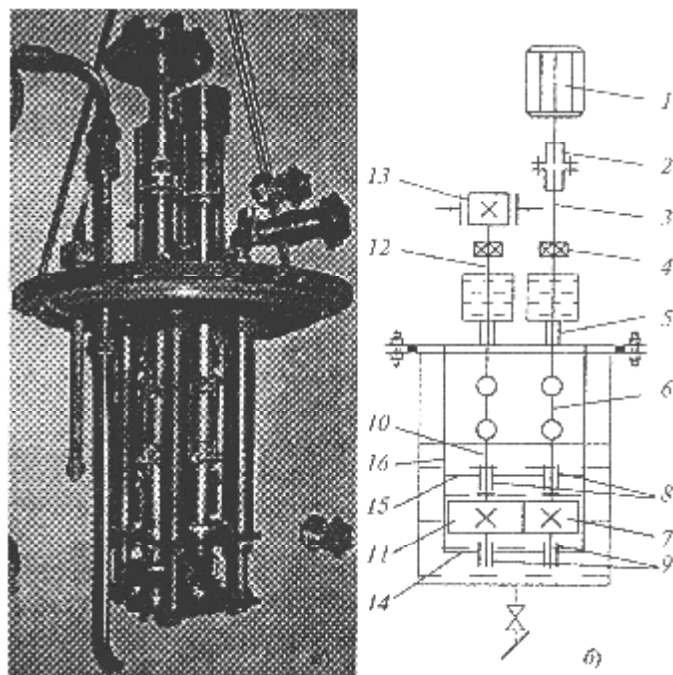


Рис. 3. Фотография (а) и схема (б) экспериментальной установки:

1 — электродвигатель; 2 — пальчиковая муфта; 3 — вал привода шестерни; 4 — радиально-упорный подшипник; 5 — радиальный подшипник скольжения; 6 — карданный вал; 7 — шестерня; 8 — радиально-упорный ГДП; 9 — радиальный ГДП; 10 — вал зубчатого колеса; 11 — зубчатое колесо; 12 — вал тормоза; 13 — ленточный тормоз; 14 и 15 — нижняя и верхняя опорные плиты; 16 — штанга крепления

В конструкциях насосов такого типа с "длинным" валом обязательна установка подшипников скольжения, работающих в среде

тяжелого жидкометаллического теплоносителя (ТЖМТ). Специфика взаимодействия контактных поверхностей подшипников в среде свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей определяется их физико-химическими свойствами, условиями нагружения и состоянием поверхностей трения. По типу взаимодействия контактных поверхностей конструкции подшипников скольжения, согласно традиционной классификации, подразделяются на гидростатические, гидродинамические и подшипники сухого трения [2,3].

**Гидростатические подшипники.** Все экспериментальные и часть главных циркуляционных насосов для перекачки свинцово-висмутового теплоносителя в реакторных установках опытной и серийных отечественных атомных подводных лодок имели гидростатические подшипники. Такие подшипники обеспечивали режим жидкостной смазки с использованием в качестве рабочей среды жидкометаллического теплоносителя, подаваемого либо за счет напора собственного насоса, либо специальным вспомогательным насосом и насосами возврата протечек теплоносителя. При эксплуатации энергетического контура со свинцово-висмутовым или свинцовым теплоносителем в последний могут попадать различные частицы: оксиды теплоносителя, продукты разрушения сталей, случайные загрязнения при монтаже контура и др. Твердые частицы примесей, попадая в зазор между валом и втулкой, приводят к изнашиванию рабочих поверхностей подшипников. Такой факт фиксировался при сдаточных испытаниях главного циркуляционного насоса реакторной установки с эвтектикой свинец-висмут.

Исследования авторов показали, что для исключения забивания зазоров гидростатического подшипника шлаками целесообразно организовать подачу теплоносителя к его дросселям через приемную камеру, образованную вращающейся и неподвижной стенками. Для исследовательских и испытательных стендов с ТЖМТ характерны периодическое заполнение и дренирование контура с теплоносителем и частые разуплотнения контура. При эксплуатации таких контуров возможно накопление частиц примесей - шлаков. При дренировании, когда уровень жидкого металла в контуре снижается, шлаки попадают в узел подшипника и задерживаются в ще-

лях и узких каналах даже при полном удалении ТЖМТ из насоса. При последующем заполнении контура жидким металлом шлаки могут оставаться в дросселях, каналах и полостях пазов гидростатического подшипника. Работа подшипника переходит в режим сухого трения, когда роль мягкой смазки играют оксиды теплоносителя, находящиеся в пазах подшипника, и заметного изнашивания рабочих поверхностей не происходит. При разборке стендовых насосов неоднократно фиксировалось забивание полостей вертикальных пазов гидростатических подшипников шлаками желтого цвета, вероятно, оксидами свинца и висмута. При введении периодических технологических обработок контура на стенде ФТ-1 НГТУ оксиды из пазов исчезали, что было зафиксировано при последующей разборке, и подшипник переходил в расчетный режим работы (рис. 4). До проведения осмотра насос работал в составе стенда более 40 лет и использовался по прямому назначению один-два месяца в году. Режим работы насоса: подача (эвтектики свинец-висмут) до  $10^5$  кг/ч, температура  $250...450^\circ\text{C}$  (кратковременно до  $500^\circ\text{C}$ ), частота вращения вала насоса -  $1000 \text{ мин}^{-1}$ .

Гидростатические подшипники, несмотря на указанные недостатки, являются, вероятно, оптимальными, практически безыносными конструкциями подшипников скольжения, работающими в среде свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей.

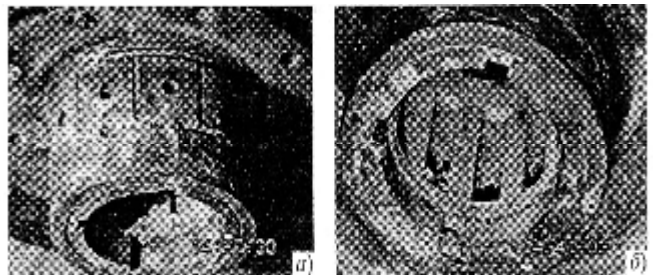


Рис. 4. Фотография гидростатического подшипника насоса стенда ФТ-1:  
а - дросселирующие отверстия; б - рабочая поверхность с напорными камерами

Проекты энергетических контуров с ТЖМТ для энергоблоков АЭС (СВБР-75/100, БРЕСТ) в отличие от контуров атомных подводных лодок имеют существенно меньшее гидравлическое сопротивление [2]. Это обуславливает применение в них насосов осевого, а не центробежного

или диагонального типа. Напор насосов осевого типа существенно меньше, чем центробежных или диагональных, что является проблемой для создания гидродинамических подшипников, надежно работающих при эксплуатационном диапазоне частот вращения вала насосов (при отсутствии в контуре вспомогательных насосов).

#### Гидродинамические подшипники.

Для условий работы гидродинамических подшипников в ТЖМТ расчет по традиционным методикам (для условий смазывания маслами) дает очень малые значения относительных и абсолютных величин зазоров между валом и втулкой. Это определяется весьма малой вязкостью жидких металлов при рабочих температурах. Получающиеся в результате расчетов значения зазоров, равные сотым и менее долям миллиметра, делают невозможной техническую реализацию рассчитанных подшипниковых узлов. Можно утверждать, что теории, обосновывающие работу гидродинамических подшипников и методы их расчета, основанные на предположении смачивания поверхностей вала и втулки смазкой, имеющей значительную вязкость, практически неприемлемы для жидкостей, не смачивающих рабочие поверхности и, в частности, для свинцово-висмутового и свинцового теплоносителей

**Подшипники сухого трения.** Для работы в условиях реакторного контура оправданы затраты на создание гидростатических подшипников с длительным ресурсом. Для экспериментальных и стартовых стендов со свинцовым и свинцово-висмутовым теплоносителями требуется создание насосов с оптимальными технико-экономическими показателями. В металлургическом производстве свинца и его сплавов (баббитов и др.) также требуются дешевые и простые в изготовлении и эксплуатации насосы. Для подшипников таких насосов не обязателен ресурс в несколько десятилетий. При обязательных остановках стендов в соответствии с программами их работ, при циклической работе насосов в производстве свинца допустима достаточно простая и быстрая замена (раз в один-два года) подшипниковых пар в отличие от работы подшипников в условиях реакторного контура.

К особенностям работы подшипников сухого трения в среде расплавов свинца и эвтектики свинец – висмут можно отнести:

- обязательное наличие оксидных покрытий (пленок) на поверхностях деталей конструкций, обеспечивающих их стойкость в высокотемпературных расплавах свинца и эвтектики свинец – висмут;

- интенсивный отвод жидкими металлами теплоты, выделяющейся в зоне трения при высоких рабочих температурах перекачиваемых жидких металлов.

Под режимом сухого трения понимается режим, при котором между трущимися поверхностями отсутствует жидкий или пластичный смазочный материал, смачивающий поверхности трения [1,2]. При этом возможно наличие сухого смазывающего вещества, находящегося в твердой фазе, например оксидных пленок на поверхностях металлов, а также периодическое или постоянное омывание контактных поверхностей маловязкой жидкостью, не смачивающей поверхности и не являющейся смазкой.

Примером работы подшипников сухого трения является работа подшипников насоса НЦС-01 (рис. 5, а) и НЦС-04 (рис. 5, б) разработки НГТУ.

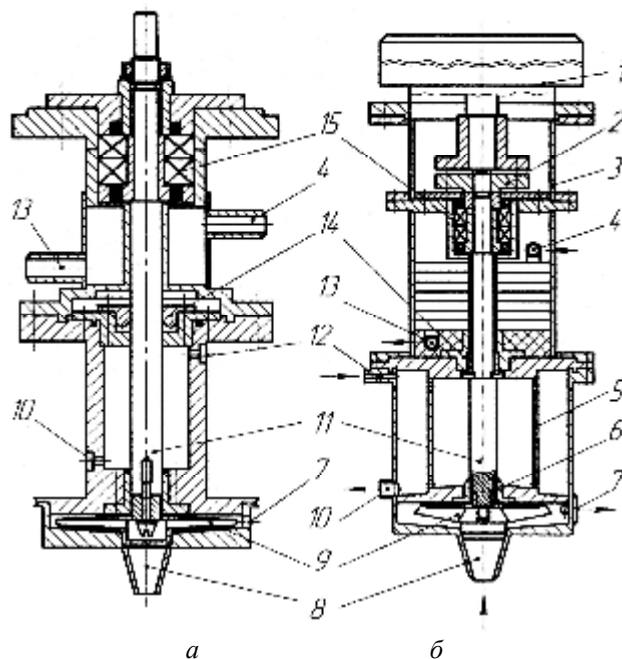


Рис. 5. Конструктивные схемы электронасосов НЦС-01 (а) и НЦС-04 (б):

- 1 — электродвигатель;
- 2 — муфта;
- 3 — стакан;
- 4 — подвод охлаждающей воды;
- 5 — кронштейн;
- 6 — втулка подшипника скольжения (съемная);
- 7 — штуцер напорный;
- 8 — патрубок всасывающий;
- 9 — колесо рабочее;
- 10 — отвод организованных протечек;
- 11 — вал;
- 12 — штуцер газовый;
- 13 — отвод охлаждающей воды;
- 14 — узел уплотнения вала;
- 15 — верхний подшипниковый узел

Фотографии подшипникового узла сухого трения до начала работы представлены на рис.6, а, после 950 ч работы в среде

свинца при температуре 480...510°C - на рис. 6, б.

Через указанное время втулка вала имела неравномерный износ как в радиальном, так и в осевом направлениях. Максимальное изменение диаметра составило 0,6 мм. Втулка подшипника имела визуально фиксируемые повреждения внутренней поверхности; максимальное изменение диаметра составило 0,3 мм. На поверхностях втулки вала и втулки подшипника в рабочей области зафиксированы кольцевые царапины и борозды глубиной до 1 мм и шириной до 2 мм. Поверхности, несмотря на ярко выраженный процесс изнашивания, покрыты плотной оксидной пленкой черного цвета, смачивание поверхности свинцом отсутствует, что свидетельствует об отсутствии коррозии стали в среде свинца.

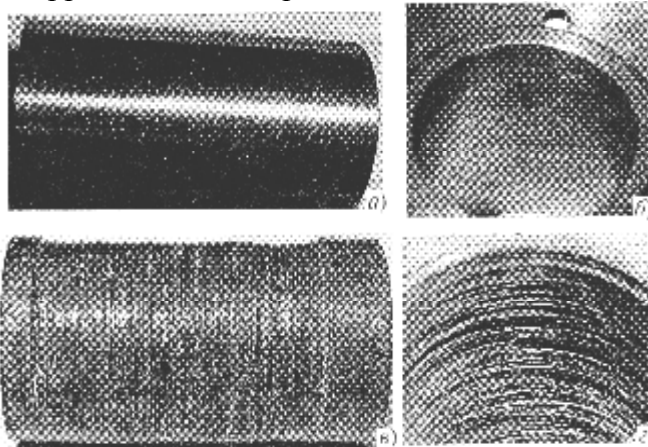


Рис. 6. Фотографии втулок вала (а) и подшипника (б) до испытаний и наружной поверхности втулки вала (в) и внутренней поверхности втулки подшипника (г) после 950 ч работы

Возможной причиной интенсивного изнашивания поверхностей подшипника явилось отсутствие (невыполнение) режимов обкатки и целенаправленного формирования оксидных покрытий. Кроме начального момента (нескольких десятков часов), замечаний к работе насоса не имелось. Операции по замене подшипникового узла, которые не являлись необходимыми с точки зрения эксплуатации насоса, были совмещены с остановкой стенда для контроля согласно программе его работ и осуществлены легко, без каких-либо задержек и затруднений.

Основные характеристики насоса НЦС-01 (в составе стенда ФТ-216 НГТУ): подача – 1...2 м<sup>3</sup>/ч; напор - 2 м. ст. ж.; рабочая среда:

свинцовый теплоноситель с температурой 450...500°C - 1710 ч, эвтектика свинец—литий с температурой 480...500°C - 100 ч; частота вращения вала 800...1500 мин<sup>-1</sup>. Фотографии поверхностей втулки вала и втулки подшипника насоса НЦС-01 после испытаний представлены на рис. 7. Втулка вала имела примерно равномерный износ с максимальной величиной 0,4 мм. На ее поверхности обнаружен единичный дефект в виде замкнутой борозды глубиной 0,2...0,4 мм, шириной около 0,2 мм. Состояние поверхности втулки подшипника аналогично состоянию поверхности втулки вала.

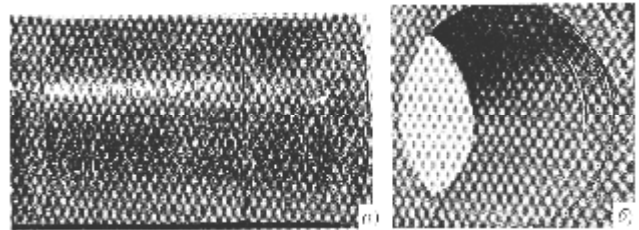


Рис. 7. Фотографии поверхностей втулок вала (а) и подшипника (б) насоса НЦС-01 после испытаний

Большой износ поверхностей подшипника насоса НЦС-04 по сравнению с аналогичным износом подшипника насоса НЦС-01 объясняется значительными статическими и динамическими нагрузками. При близких значениях параметров контакта подшипников и окружных скоростей подача насоса НЦС-04 в 3 раза и более превышала подачу насоса НЦС-01, а значения напоров отличались в 2 раза и более. Насос НЦС-04 на начальном этапе работы не прошел режима обкатки, и не были сформированы оксидные покрытия на поверхностях, работающих в среде свинца.

Результаты работы указанных и других насосов, разработанных в НГТУ, подтверждают возможность применения подшипников сухого трения в насосах для перекачки свинцового, свинцово-висмутового и свинцово-литиевого теплоносителей с температурой до 510°C в экспериментальных и стандартных стендах и установках свинцовой металлургии с временем работы до замены подшипниковых узлов не менее 1500...2000 ч.

**Гидростатодинамические (лабиринтно-винтовые) подшипники.** Жидкостное трение может быть обеспечено при работе в среде ТЖМТ использованием не только традиционных гидростатических подшипников, но и гидростатодинамических, т. е. тур-

булентного режима – так называемого турбулентного трения, которое характеризуется приблизительно квадратичной зависимостью напряжений от скорости и может заменить в рассматриваемом случае вязкое трение при применении маловязких жидкостей.

Принцип работы гидростатодинамического подшипника заключается в следующем. Для интенсификации турбулентного трения жидкости в зазоре между скользящими относительно друг друга поверхностями на них выполняются периодически повторяющиеся выступы (рис. 8).

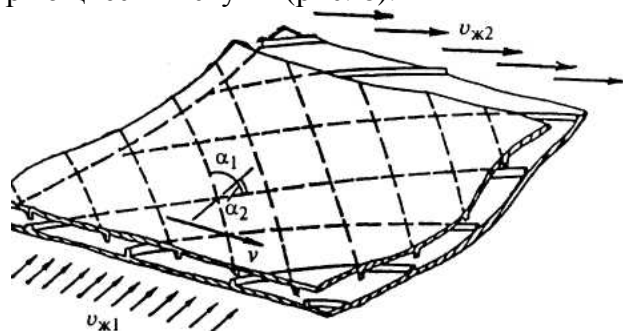


Рис. 8. Схема взаимодействия поверхностей с выступами, при относительном скольжении которых используется турбулентное трение для перемещения жидкости

Направление выступов составляет острые углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  (с различными знаками) с направлением, перпендикулярным к скорости  $v$  относительного скольжения. При взаимодействии выступов с движущейся жидкостью для создания режима турбулентного трения не имеет принципиального значения, на каких поверхностях, в каком количестве и какой формы они выполнены. Для подшипника скольжения практический интерес представляет конструкция, в которой выступы выполнены на цилиндрических поверхностях, входящих одна в другую, одна из которых вращается. Выступы выполняются в виде многозаходных противоположно направленных нарезок (канавок) специального профиля (например, если на валу правая нарезка, то на втулке – левая, и наоборот).

Специалистами НГТУ [4] было предложено использовать рассматриваемую конструкцию в качестве подшипника скольжения с жидкостной смазкой в виде перекачиваемого насосом высокотемпературного жидкометаллического теплоносителя. Принципы работы гидростатодинамического и гидростатического подшипников подобны. При смещении оси вала относительно оси втулки подшипника одновре-

менно с противоположных сторон происходит уменьшение и увеличение зазора между валом и втулкой с противоположно направленными нарезками. Увеличение зазора вызывает уменьшение гидравлического сопротивления в нем и более интенсивное вытекание жидкости, прокачиваемой благодаря нарезкам на поверхности вала и втулки, через этот зазор. В результате давление на вал со стороны жидкости в увеличенном зазоре снижается. При уменьшении зазора происходит противоположный процесс, приводящий к повышению давления в нем. Результатом этого будет возникновение силы, возвращающей вал в исходное положение, при котором оси вала и подшипника совпадают. Гидростатодинамические (лабиринтно-винтовые) подшипники лопастных насосов могут давать дополнительный эффект "запирания" протечек перекачиваемой среды по валу со стороны высокого давления (при соответствующем оформлении конструкции). Лабиринтно-винтовые подшипники скольжения требуют затраты мощности привода, пропорциональной величине протечек через подшипник.

На рис. 9 представлены фотографии втулки вала и втулки гидростатодинамического подшипника насоса НЦС-04 после 720 ч работы в среде свинца при температуре 480...510°С. Износы вершин выступов втулки вала и втулки подшипника неравномерны в радиальном и осевом направлениях. Максимальное изменение диаметра втулки вала и втулки подшипника составило 0,4 мм. Поверхности вершин выступов втулок вала и подшипника покрыты незамкнутыми кольцевыми бороздами, царапинами глубиной и шириной 0,2 мм, угол охвата поверхностей бороздами от 180° до 270°, максимальные значения соответствуют сечениям, ближним к колесу насоса. Поверхности покрыты оксидной пленкой, черные, не смочены теплоносителем. Подшипник не проходил обкатку. В начальный период работы насоса (около суток) были зафиксированы большие величины напора и расхода, чем при дальнейшей его работе, вероятно, из-за наличия лабиринтно-винтового подшипника. Далее расход насоса уменьшился примерно на 15% и на этом уровне стабилизировался. Каких-либо замечаний относительно работы насоса не было.

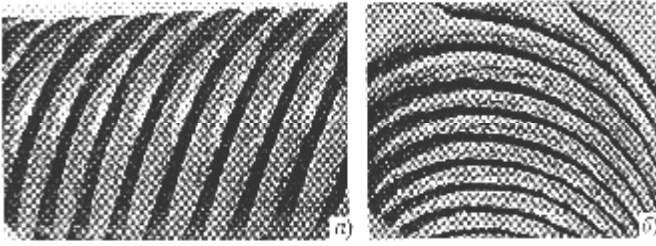


Рис. 9. Фотографии изношенных зон поверхностей втулки вала (а) и втулки гидростатодинамического подшипника (б) после 720 ч работы

Таким образом, разработана установка для испытания материалов узла сопряжения твэл-дистанционирующая решетка парогенератора в условиях фреттинга в среде свинца при температуре 440°C. Для исследования влияния характеристик свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей (температуры, содержания примеси кислорода), состава защитного газа, условий работы зубчатого зацепления (частоты вращения, условий нагружения), материала и конструктивного выполнения зацепления на его работоспособность разработана экспериментальная установка. Исследуются условия, обеспечивающие работу подшипниковых опор скольжения.

Разработаны экспериментальные образцы циркуляционных насосов реакторных установок, предназначенные для исследования характеристик процессов изнашивания стальных и чугунных подшипниковых опор скольжения, работающих в среде свинца, эвтектических сплавов свинец – висмут и свинец – литий.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 09-08-00079-а

#### Библиографический список

1. Дроздов, Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: справочник, Сер. Ос-

новы проектирования машин // Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков.- М.: Машиностроение, 1986. - 223 с.

2. Безносков, А.В. Тяжелые жидкометаллические теплоносители в атомной энергетике / А.В. Безносков, Ю.Г. Драгунов, В.И. Рачков. - М: Изд АТ, 2007. – 434 с.

3. Субботин, В.И. Жидкометаллические теплоносители в ядерной энергетике / В.И. Субботин // Рос. Междотр. Конф.: «Тепломассообмен и свойства жидких металлов», Материалы конф. - Обнинск, 29-31 октября 2002. - Т.1. - С. 15-16.

4. Назаров, А.В. Исследования характеристик контактного взаимодействия элементов механизмов в среде высокотемпературного свинцового и свинец-висмутового теплоносителей / А.В. Назаров. - Дис. канд. техн. наук. Нижний Новгород, 2007.

#### References

1. Drozdov, Yu.N., Pavlov, V.G., Puchkov, V.N. Friction and Wear in Extreme conditions/ Textbook. Ser. Basis of machine design. Moscow.: Machine Building, 1986, 223 p.

2. A.V. Beznosov, Yu.G. Dragunov, V.I. Rachkov. Heavy Liquid Metal Heat Transfer Medium in Nuclear Power – Moscow.: Publishing House AT, 2007, 434 p.

3. V.I. Subbotin. Liquid Metal Heat Transfer Medium in Nuclear Power. Inter Branch Conference “Heat and Mass Transfer and Properties of Liquid Metals” Proceeding of Conference, Pt.1, p. 15-16. Obninsk, October, 29-31, 2002.

4. Nasarov, A.V. The Investigation of contact interaction of mechanical elements in environment of High temperature Lead and Lead-Bismuth Heat Transfer Medium. Thesis of technical Science. Nisnii Novgorod, 2007.

## INVESTIGATION OF FRICTION JOINTS WORKING IN NUCLEAR PLANT WITH HEAT TRANSFER MEDIUM CONSIST OF HEAVY HIGH TEMPERATURE LIQUID METAL

© 2009 Yu. N. Drozdov<sup>1</sup>, A. V. Beznosov<sup>2</sup>, V. V. Makarov<sup>3</sup>, V. N. Puchkov<sup>1</sup>, M. A. Antonenkov<sup>2</sup>, D. V. Kuznetsov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Mechanical Engineering Research Institute, Moscow

<sup>2</sup>Nizsegorodskii State Technical University by Name of R.E.Alekseev

<sup>3</sup>FSUE OKB “Gidropress”, Podolsk, Russia

The experimental equipment developed for the decision of tribological problems, arising at use of friction joints in the environment of heavy liquid metals is submitted as heat-transfer medium for contours of nuclear power installations. For researches of fretting-corrosion of heat release pipes in contact with spacer grid cell the installation modelling a fretting process in the contacts with the purpose of a substantiation of vibration strength of a steam generator of a reactor on fast neutrons with the lead heat transfer medium is created. Experimental installation for research and resource tests of cylindrical involute gearings and the sliding bearings working in reactors on fast neutrons in the environment of the lead heat transfer is described. Experimental samples of circulating pumps for reactor installations, intended for research of wear process characteristics of steel and cast iron sliding support working in the environment of lead, eutectic alloys lead - bismuth and lead - lithium are developed.

*Friction joints, experimental equipment, nuclear plant, heavy liquid metal heat transfer medium, wear*

### **Информация об авторах**

**Дроздов Юрий Николаевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом Института машиноведения им. А.А.Благонравова Российской Академии наук. Область научных интересов: трибология, контактная гидродинамика, теплофизика, диффузионные явления на смазанном контакте, долговечность

**Безносов Александр Викторович**, д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой, Нижегородский государственный технический университет. Область научных интересов: трибология, жидкий металл, пары трения, Pb, Pb, Pb-Bi, Pb-Li, реакторный контур, ядерные энергетические установки

**Макаров Виктор Васильевич**, канд. техн. наук, зав.лаб., ФГУП ОКБ «Гидропресс». Область научных интересов: динамика, прочность, колебания, экспериментальная механика, изнашивание, фреттинг-коррозия, атомные установки.

**Пучков Владимир Николаевич**, канд. техн. наук, доцент, зав. лабораторией, Институт машиноведения им. А.А.Благонравова Российской Академии наук. Область научных интересов: трибология, граничная смазка, твердые смазочные покрытия, экстремальные условия

**Антоненков Михаил Александрович**, инж. Нижегородский государственный технический университет. Область научных интересов: трибология, жидкий металл, пары трения, ядерные энергетические установки

**Кузнецов Дмитрий Васильевич**, инж. Нижегородский государственный технический университет. Область научных интересов: трибология, жидкий металл, пары трения, ядерные энергетические установки

**DrozdoV Yurii Nikolaevich**, Doctor of Technical Science, Head of Tribology Department of Mechanical Engineering Research Institute of Russia Academy of Science, Moscow. Area of Research: tribology, contact hydrodynamic, thermal physic, diffusion phenomena in lubricated contact, life time.

**Beznosov Aleksandr Victorovich**, Doctor of Technical Science, Head of cathedra of Nisze-gorodskii State Technikal University. Nisznii Novgorod. Area of Research: tribology, liquid metals Pb, Pb, Pb-Bi, Pb-Li, friction joints, reactor conour, nuclear plant.

**Makarov Viktor Vasilievich**, Candidate of Technical Science, Head of Laboratory. FSUE ОКВ “Gidropress”. Podolsk. Russia. Area of Research: tribology, dynamics, strength, vibrations, nuclear plant.

**Puchkov Vladimir Nikolaevich**, Candidate of Technical Science, Head of Laboratory “Wear at Boundary Lubrication” of Mechanical Engineering Research Institute of Russia Academy of Science, Moscow. Area of Research: tribology, boundary lubrication, solid lubricant, antifrictional materials, extreme conditions.

**Antononkov Michail Alexandrovich**, Engineer of Nisze-gorodskii State Technikal Universi-ty. Nisznii Novgorod. Area of Research: tribology, liquid metals Pb, Pb, Pb-Bi, Pb-Li, friction joints, , nuclear plant.

**Kuznetsov Dmitrii Vasilievich**, Engineer of Nisze-gorodskii State Technical University. Nisznii Novgorod. Area of Research: tribology, liquid metals Pb, Pb, Pb-Bi, Pb-Li, friction joints, , nuclear plant.



## ОРГАНИЗАЦИЯ КОМПЛЕКСНОЙ ПОДГОТОВКИ ЦЕЛЕВОГО ПЕРСОНАЛА ИНТЕГРИРОВАННЫХ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ САПР НА БАЗЕ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ УЧЕБНО-ПРОМЫШЛЕННЫХ ЦЕНТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ВУЗА

© 2009 А. А. Черепашков

Самарский государственный технический университет

В статье обобщается опыт обучения автоматизированному проектированию на факультете машиностроения и автомобильного транспорта СамГТУ, инженеров-машиностроителей, составляющих основу пользовательского (целевого) персонала интегрированных САПР.

*Системы автоматизированного проектирования, целевой персонал САПР, подготовка кадров, машиностроение*

Необходимость успешного функционирования промышленных предприятий в условиях жёсткой конкурентной среды мирового рынка, диктует крайне высокие требования к оперативности исполнения заказов и качеству продукции. Решение проблем сокращения сроков технической подготовки производства и повышения качества изделий в настоящее время напрямую связывается с обеспечением эффективной информационной поддержки всех основных процессов предприятия. Поэтому сегодня, в промышленности ни у кого не вызывает сомнений важность и практическая ценность создания достаточно развитой компьютерной инфраструктуры, как неотъемлемой части современного проектирования и производства. Большинство специалистов по автоматизации проектирования и управления производством, разделяют мнение, что проблемы компьютеризации промышленности следует решать комплексно, на базе сетевых технологий и интегрированных автоматизированных систем, обеспечивающих коллективный характер работы и возможность создания единого информационного пространства предприятия (ЕИП). Существует и ясное понимание того, что максимально эффективной будет комплексная автоматизированная система, обеспечивающая непрерывное информационное сопровождение всего жизненного цикла продукции и, главное, производственной его составляющей связанной с конструкторской (КПП) и технологической (ТПП) подготовкой производства.

Современная концепция автоматизация проектирования и производства предполагает повсеместное внедрение новых промышленных стандартов, основанных на комплексном использовании компьютерного моделирования. Однако, не секрет, что российские КБ и заводы по-прежнему остаются "недоавтоматизированными" и им необходимо догонять западные корпорации. Причем развитие и повышение эффективности промышленного производства, которое напрямую связывается с внедрением новых информационных технологий, сдерживается, прежде всего, отсутствием квалифицированных специалистов.

В настоящее время уровень развития средств автоматизации проектирования и информационной поддержки жизненного цикла изделий, даже на передовых предприятиях, носит, в основном, лоскутный, фрагментарный характер, который не позволяет рекомендовать их в качестве академических образцов. Для решения этой жизненно важной для российской промышленности проблемы в ряде ведущих технических вузов страны, создаются специализированные учебно-производственные центры по подготовке и переподготовке специалистов в области промышленной информатики.

Организованный в Самарском государственном техническом университете на базе факультета машиностроения и автомобильного транспорта (ФМиАТ), «Центр компьютерного проектирования» дает возможность студентам осваивать автоматизированные технологии разработки машиностроитель-

ных изделий с использованием самых совершенных компьютерных систем, лидирующих на отечественном и зарубежных рынках программного обеспечения. Успешная работа центра компьютерного проектирования поддерживается ведущими фирмами – интеграторами и производителями САПР. Центр оснащен обширным парком современных автоматизированных рабочих мест (АРМ), позволяющих студентам использовать программное обеспечение самого широкого спектра машиностроительных САПР - от легких программ, поддерживающих автоматизацию конструирования и инженерной графики до полномасштабных, тяжелых программно-методических комплексов коллективного пользования. В компьютерных лабораториях центра установлены наиболее востребованные на отечественных машиностроительных предприятиях учебные и промышленные версии автоматизированных систем, такие как: UNIGRAPHICS-NX (Siemens PLM software), PRO-E (PTC), SOLIDWORKS (Dassault Systemes), ANSYS (Ansys Inc.), POWER SOLUTION (Deltcam plc.), КОМПАС, ВЕРТИКАЛЬ, ЛОЦМАН (АСКОН), и ряд других лицензионных прикладных программ и систем. Учебная деятельность центра сертифицирована и авторизована фирмами АСКОН (Россия) и Deltcam (Великобритания). Созданный в 2003 г. на базе ФМиАТ учебный центр «МАШИНОСТРОИТЕЛЬ-ВОЛГАБУРМАШ» оборудован высокопроизводительными металлорежущими станками с числовым программным управлением (ЧПУ). А действующий с 2007 года учебно-выставочный центр фирмы «EMAG» оснащен самыми современными обрабатывающими комплексами, наглядно представляющими передовые достижения мирового станкостроения. «Центр литейных технологий», организованный в 2004 г., имеет в своем активе все наиболее значимые литейные технологии, основанные на применении CAD/CAM/CAE систем (литье по выплавляемым моделям, литье по газифицированным моделям, литье под давлением, центробежное литье и др.). В 2008 г. в учебные лаборатории ФМиАТ установлены отечественные станки с ЧПУ, предоставленные Средневолжским станко-

строительным заводом. Можно констатировать, что в настоящее время СамГТУ располагает одним из самых представительных среди вузов России парков цифрового оборудования, управляемого компьютерами, что позволяет студентам в процессе обучения не только виртуально моделировать процессы обработки изделий, но разрабатывать и отлаживать технологические программы на реальных промышленных установках и станочных комплексах [1]. Персонал центров при этом выполняет важнейшую обучающую функцию, выступая в роли экспертов в области высоких профессиональных компетенций.

Хорошая оснащенность и глубокая предметная специализация научно-производственных центров позволяет им успешно справляться с задачей развития у студентов навыков практического применения локальных компьютерных технологий в своей предметной области. Однако, для осуществления результативного учебного процесса по освоению комплексных компьютерных технологий, необходимо иметь не только самые современные программы и технические средства промышленного назначения, но и соответствующее их уровню организационное и методическое обеспечение.

В СамГТУ реализована эффективная методика массовой подготовки квалифицированных пользователей интегрированных САПР для предприятий машиностроения. В процессе сквозной компьютерной подготовки студенты, получают не только обширные знания в области САПР, но и профессионально осваивают современный комплекс средств обеспечения, составляющих Интеграционные PLM-решения уровня предприятия.

Изучение теоретических основ прикладной информатики и освоение локальных средств автоматизации может быть решено с помощью традиционных учебных методик, для реализации которых разработаны учебно-методические комплексы (УМК), соответствующие требованиям системы управления качеством, внедряемой в университете. В состав УМК по компьютерным технологиям входят не только обязательные рабочие программы, тесты и методические указания к ЛР. Для

поддержания непрерывной сквозной компьютерной подготовки студентов автором выпущен комплекс учебно-методических пособий общим объемом более 500 с [2-5], охватывающих базовые курсы в области компьютерного моделирования и САПР. Пособия прошли внешнее рецензирование в СГАУ, получили одобрение и соответствующий гриф учебно-методического объединения вузов в области автоматизированного машиностроения.

Для решения проблемы практического освоения передовых профессиональных компьютерных технологий и средств автоматизации зачастую необходимо использовать сложное и объемное программное и информационное обеспечение, которое по техническим и кадровым причинам не может быть установлено в ординарных учебных компьютерных классах и лабораториях учебных заведений. В этом случае приходится рассчитывать на ресурсы авторизованных и учебно-промышленных центров, которые обладают соответствующим кадровым потенциалом техническими и организационными возможностями. Так, например, авторизованные учебные центры должны быть напрямую связаны с фирмами производителями программного и технического обеспечения, что обеспечивает им быстрый и расширенный доступ к «фирменной» информации и обновлениям ПО, консультациям службы поддержки и другим новациям, тонкостями и НОУ-ХАУ, всегда проявляющимися при внедрении и эксплуатации новой техники и технологий.

Весьма заманчивой, для организации практической подготовки в области САПР выглядит концепция сквозного учебного проектирования, заключающаяся в последовательном выполнении одним студентом серии курсовых проектов по единому комплексному заданию, которое эстафетой, из семестра в семестр переходит через различные учебные курсы. Идея сквозного учебного проектирования не нова и достаточно популярна в технических учебных заведениях различного уровня — от профессиональных училищ до вузов. Сквозная методика учебного проектирования демонстрирует хорошие результаты в традиционных устоявшихся учебных

дисциплинах и курсах, при индивидуальной или мало контингентной подготовке. Однако для новых технических объектов и технологий, в условиях большого разнообразия и изменчивости условий и параметров технических заданий весьма проблематичным и сложным получается механизм реализации полномасштабного комплексного проекта, особенно при массовой подготовке студентов. Так, многие проблемы возникают из-за организационных, ресурсных, кадровых, информационных, территориальных, пространственных и прочих барьеров между кафедрами и подразделениями.

Длительный цикл сквозного проектирования, порой растянутого на несколько лет, который вполне отвечал темпам традиционной методики проектирования и технологической подготовки производства, уже не соответствует динамике развития компьютерных технологий и систем. Новые версии программно-методических комплексов выпускаются производителями САПР не реже одного - двух релизов ежегодно, не считая сервисных пакетов обновления и дополнения. Не менее стремительно развивается компьютерная техника и цифровое технологическое оборудование. Преподаватели компьютерных технологий не понаслышке знают, как часто приходится менять содержание лекционных и лабораторных занятий, чтобы соответствовать современному научно-техническому уровню. Кроме того, в процессе обучения, по определению, должен изменяться и сам студент. Растет его квалификация, изменяются интересы и предпочтения. Студенты достаточно часто меняют группы, специальности и специализации, отстают и возвращаются. То есть можно констатировать, что при обучении автоматизированному проектированию изменчивой является не только компьютеризированная учебная среда, но и сами субъекты обучения. В результате чего, особенно при организации массовой подготовки, неизбежно появляются значительные проблемы, связанные с необходимостью адаптации и модификации длительно идущих проектов.

В данном случае наиболее удачным решением представляется организация

виртуального учебно-научного предприятия (УНВП) [1,7] в структуре междисциплинарного центра компьютерного проектирования, которое позволяет связать и объединить соответствующие ресурсы компьютерных систем и специализированных учебных центров, преимущественно не во времени, а в пространстве. А комплексность освоения компьютерных технологий и методов автоматизированного проектирования достигается в результате смены обучаемым ролей персонала автоматизированной системы. Далекое не случайным является состав центров, задействованных в учебном процессе в рамках УНВП.

В роли материального базиса в этом случае выступают технологические центры, обладающие образцами современного цифрового оборудования, на которых реализованы сложные технологические процессы и даже автоматизированные линии. А формирование, обновление и поддержание не менее сложного и дорогого программного инструментария автоматизированного проектирования обеспечивают авторизованные учебные центры компьютерных фирм разработчиков МПК САПР.

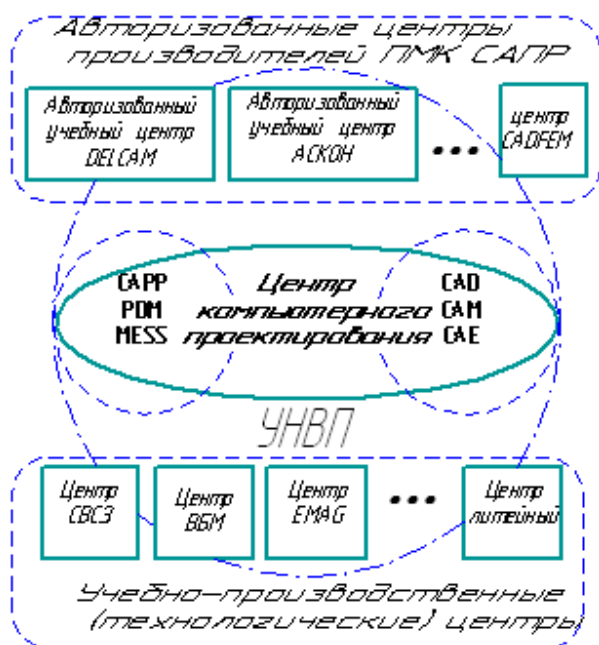


Рис 1. Место УНВП в структуре центра компьютерного проектирования СамГТУ

Автоматизированные рабочие места классов и лабораторий центра компьютерного проектирования используются для организации повседневной учебной деятель-

ности целевого персонала. Преподаватели и учебно-вспомогательный персонал реализуют управляющие функции УНВП, в рамках соответствующей методики обучения [7]. Специфические и существенные отличия учебного виртуального предприятия от промышленных аналогов определяют необходимость реализации и автоматизации в ВП обучающих функций. Таким образом, в УНВП становится обязательным широкое использование автоматизированных обучающих систем и компьютерных тренажеров [6]. А в прикладных программах и автоматизированных системах, задействованных в УНВП, необходимо акцентировать и развивать их потенциальные обучающие возможности.

В СамГТУ, вот уже пятый год проводится завершающий (третий) тур Всероссийской студенческой олимпиады «Компьютерные технологии в машиностроении», собирающий десятки команд из многих технических вузов, со всей страны. Соревнования устраиваются по трем номинациям, отражающим основные составные части автоматизации проектирования: САД - автоматизация конструирования, базирующаяся на объемном геометрическом моделировании; САМ - технологическое моделирование и разработка программ для ЧПУ; САЕ - инженерный анализ по методу конечных элементов. В качестве средств автоматизации предлагаются наиболее популярные программно-методические комплексы, используемые по данным направлениям в учебных заведениях машиностроительного профиля. КОМПАС-3D (АСКОН) - для геометрического моделирования и разработки проектно-конструкторской документации, PowerSolution (DELCAM) для технологической подготовки производства и ANSYS - для инженерного анализа.

Предметные студенческие олимпиады, проводимые в технических вузах, выполняют целый ряд функций. В данной статье мы не будем касаться спортивной и воспитательной составляющей, всегда присутствующей в интеллектуальных соревнованиях. Как правило, к участию в олимпиаде отбираются лучшие студенты, обладающие развитыми способностями к творческой проектной деятельности и

хорошей компьютерной подготовкой. С точки зрения преподавателя - методиста участие в олимпиаде, собирающей команды из ведущих учебных центров, позволяют оценить уровень и эффективность реализованной системы подготовки и внести необходимые коррективы на будущее. С удовлетворением можно отметить, что студенты, прошедшие подготовку в центре компьютерного проектирования, за последние несколько лет, неоднократно становились победителями и призерами Всероссийских олимпиад и конкурсов. Дважды завоевывали главный студенческой приз - грант Президента РФ, причем не только в родных стенах, но и в Новосибирске, признано считающемся одним из центров российской науки. Лучшие работы были отмечены в конкурсе «Будущие асы 3D проектирования», проводимого крупнейшим российским производителем ПМК САПР фирмой АСКОН, а также побеждали в конкурсе DELCAM, являющимся ведущим разработчиком САПР в Великобритании.

Справедливости ради, следует заметить, что на проводимой в СамГТУ олимпиаде студенты Самарского аэрокосмического университета, с завидным постоянством демонстрируют высокий уровень подготовки в области инженерного анализа и побеждают в номинации CAE- системы и технологии.

### Библиографический список

1. Носов, Н.В. Виртуальное предприятие в техническом вузе как средство подготовки кадров для машиностроения / Н.В. Носов, А.А. Черепашков // Известия Самарского научного центра РАН, Самара, 2009. - С.268-271.
2. Черепашков, А.А. Основы САПР в машиностроении: учеб. пособ. / А.А. Черепашков. – Самара: Самар .гос. техн. ун-т, 2008. – 133 с.
3. Черепашков, А.А. Компьютерная графика и геометрическое моделирование в машиностроении: учеб. пособ. / А.А. Черепашков. – Самара, Самар. гос. техн. ун-т, - 2008. – 134 с.
4. Черепашков, А.А. Компьютерные технологии. Создание, внедрение и интеграция

промышленных автоматизированных систем в машиностроении: учеб. пособ. / А.А. Черепашков. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т. - 2008. - 143 с.

5. Бондин, Б.В. Компьютерное моделирование и автоматизация технологических процессов в машиностроении: уч. пособ./ Б.В. Бондин, Р.М. Лысак, Н.В. Носов, А.А. Черепашков. – Самара: Самар. Гос. Техн. Ун-т. - 2008. - 91 с.

6. Комаров, В.А. Компьютерные тренажеры для конструкторов / В.А.Комаров, А.А. Черепашков. - М: Полёт, 1999. - №8. - С. 31-36.

7. Черепашков, А.А. Научно-методические аспекты создания учебного виртуального предприятия в техническом вузе / А.А. Черепашков // «ПИТ-2006»: тр. науч.-техн. конф. – Самара: СГАУ, 2006. Т. 3. - С. 133-138.

### References

1. Nosov N.V., Cherepashkov A.A. The virtual enterprise is used in the technical college as means of a professional training for mechanical engineering // Samara scientific centre RAN, 2009 - p.268-271
2. Cherepashkov A.A Bases of the CAD/CAD/CAE in machine building/ Samara state technical university, 2008. - 133 p.
3. Cherepashkov A.A Computer graphics and geometric modeling in machine building Samara state technical university, 2008. - 134 p.
4. Cherepashkov A.A Computer technologies. Creation, introduction and integration computer systems in machine building/ Samara state technical university, 2008. - 143 p.
5. Computer modeling and automation of the technological processes in machine building. B.V. Bondin, R.M. Lysak, N.V. Nosov, A.A Cherepashkov / Samara state technical university, 2008. - 91 p.
6. Komarov V.A., Cherepashkov A.A Computer simulators for constructor // Poliot, Moscow.- 1999.- №8.- p. 31-36.
7. Cherepashkov A.A Scientifically-methodical aspects of the making the scholastic virtual enterprise in technical high school / ПИТ-2006 / Samara state aerospace university, 2008. V 3. p 133-138.

**ORGANIZATION OF TRAINING OF THE CAD/CAM USERS  
IN THE SPECIALIZED SCHOLASTIC-INDUSTRIAL CENTRE  
OF THE TECHNICAL UNIVERSITY**

© 2009 A. A. Cherepashkov

Samara State Technical University

In article are discussed the problems of training to designing of mechanical engineering products. Systems and methods of computer aided design which are used in the school of mechanical engineering of the Samara technical university are analyzed. Experience of creation the CAD/CAM/ -center are described.

*Training, Designing, CAD/CAM/CAE/, PLM - systems*

**Информация об авторе**

**Черепашков Андрей Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения», Самарского государственного технического университета. Тел.: (846) 334-79-63, 8-917-101-73-72. E-mail: [Cher-mail@mail.ru](mailto:Cher-mail@mail.ru). Область научных интересов: машиностроительные системы автоматизированного проектирования, обучение автоматизированному проектированию

**Cherepashkov Andrey Flexandrovich**, Candidat of Technical Scientific, Senior lecturer of faculty «Technology of mechanical engineering» of Samara State Technical University. Phone: (846) 334-79-63, 8-917-101-73-72. E-mail: [cher-mail@mail.ru](mailto:cher-mail@mail.ru). Area of research: CAD/CAM/CAE/, PLM - systems and training of computer aided design.

УДК 629.07.03.843.8.018.4

**ВЛИЯНИЕ ШИРИНЫ ФИЛЬТРА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИСКРЕТНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ СПЕКТРА ВИБРАЦИИ ГТД**

©2009 А. Е. Сундуков<sup>1</sup>, В. А. Николаев<sup>2</sup>, Е. В. Сундуков<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Самарский государственный университет путей сообщения

<sup>2</sup> ОАО «Моторостроитель»

Рассмотрено влияние ширины фильтра на характеристики интенсивности и вида плотности распределения мгновенных значений и огибающей узкополосных составляющих спектра вибрации ГТД. Получены экспериментальные данные ширины дискретных составляющих спектра вибрации двигателей серии НК наземного применения.

*Спектр вибрации, дискретная составляющая, ширина компоненты, ширина фильтра, интенсивность, эксцесс, мгновенные значения, амплитудные значения*

При обработке вибропроцессов выбор ширины фильтра  $\Delta f_\phi$  оказывает значимое влияние на результаты измерений. Рассмотрим это влияние, когда ширина фильтра меняется от величины меньше ширины составляющей  $\Delta f_c$  до существенно больших значений. В случае, когда ширина компоненты больше ширины фильтра происходит её рас-

текание (рис. 1). Последовательно увеличивая ширину фильтра, можно исключить это явление (рис. 1б). Тогда ширину спектральной составляющей можно найти, оценив  $\Delta f_c$  на уровне 0.7 от максимального значения интенсивности. В рассматриваемом случае  $\Delta f_c=1.3$  Гц.

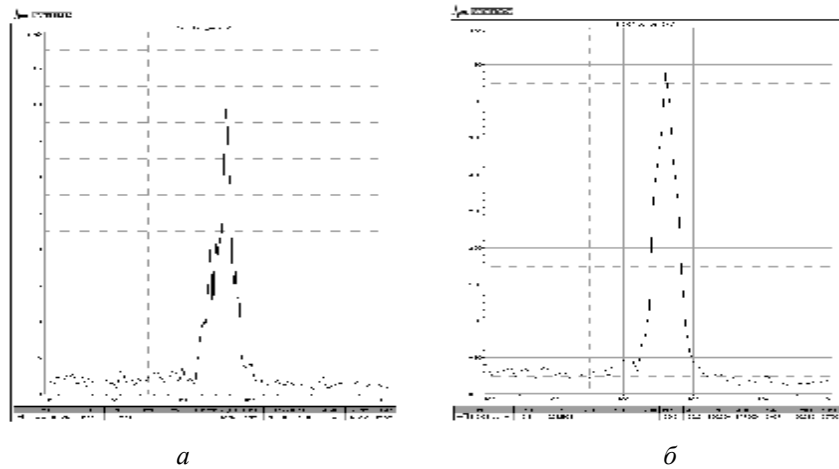


Рис. 1. Влияние ширины фильтра на вид дискретной составляющей спектра: а – составляющая с растеканием; б – без растекания

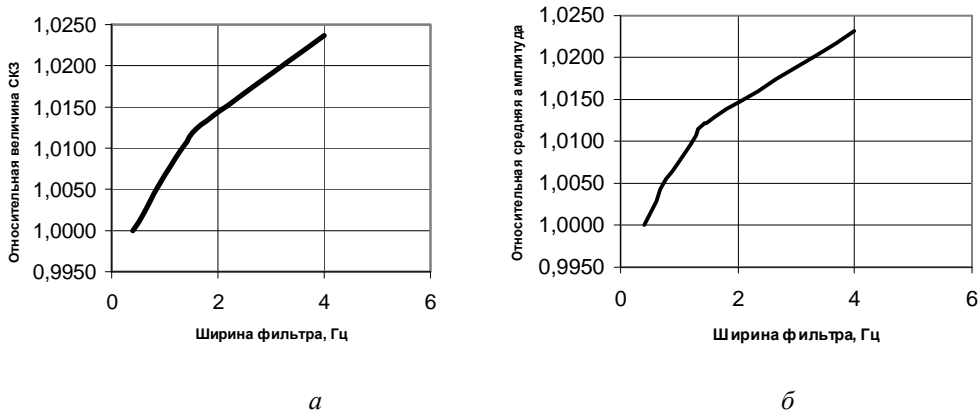


Рис. 2. Влияние ширины фильтра на величину СКЗ процесса (а) и среднюю амплитуду огибающей (б)

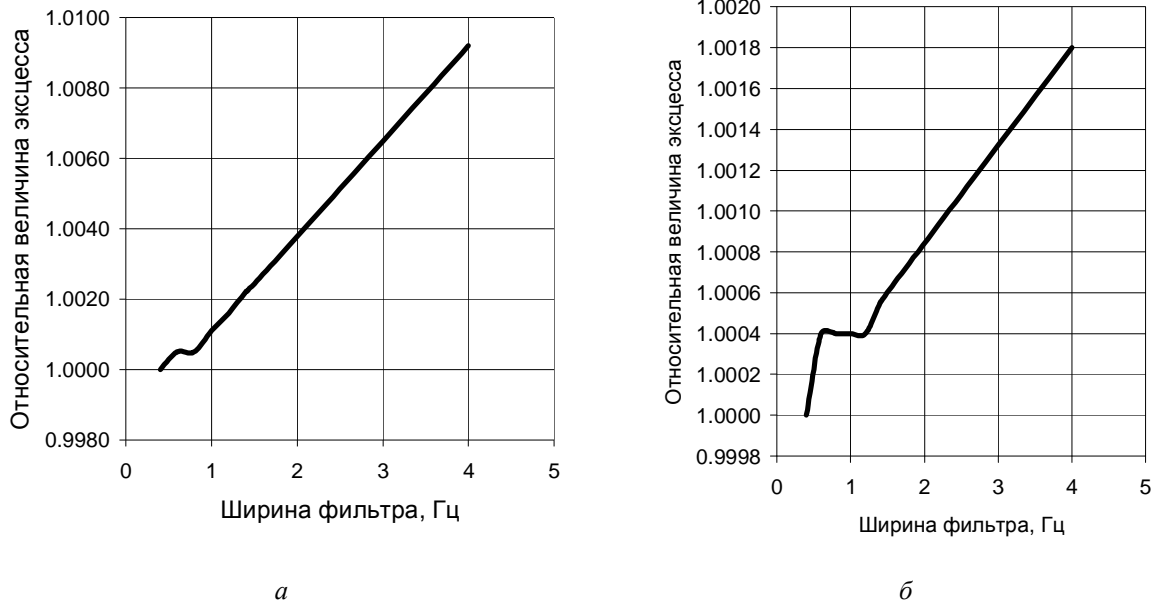


Рис. 3. Влияние ширины фильтра на величину эксцесса мгновенных значений (а) и огибающей (б)

Анализировалась гармоника с центральной частотой 963 Гц, соответствующая частоте мелькания тел качения роликового подшипника свободной турбины двигателя НК-14 СТ. Был проведён анализ некоторых характеристик данной составляющей при изменении  $\Delta f_\phi$  от 0,4 до 4,0 Гц (рис 2, 3). Полученные данные показывают:

— характер изменений среднеквадратического значения (СКЗ) процесса и средней амплитуды огибающей имеет излом при ширине фильтра 1,3÷1,5 Гц;

— изменение эксцесса показывает наличие явно выраженной полки до величины ~0,8 Гц для мгновенных значений и 1,2 Гц для огибающей. Далее происходит монотонный рост параметра с увеличением ширины фильтра.

Полученные результаты объясняются тем, что в начале производится оценка, главным образом, характеристики дискретной составляющей спектра, а далее на неё оказывает влияние вибрационный шум. Причем, эксцесс чувствует это влияние несколько раньше, чем характеристики интенсивности. Оценим влияние шумовой составляющей на результаты измерений интенсивности гармоники.

Пусть центральная частота фильтра совпадает с центральной частотой гармоники. Тогда измеренное среднеквадратическое значение определится как

$$S = [S_z^2 + \Delta f_\phi \cdot G_{uu}(f)]^{1/2}, \quad (1)$$

где  $S_z$  – среднеквадратическое значение гармонической составляющей;  $G_{uu}(f)$  – спектральная плотность шума.

Перепишем соотношение (1) в следующем виде

$$\frac{S}{S_z} = [1 + \Delta f_\phi \cdot \frac{G_{uu}(f)}{S_z^2}]^{1/2}. \quad (2)$$

Считая  $G_{uu}(f)$  постоянным в пределах ширины фильтра, можно получить зависимость отношения  $S/S_z$  от  $\Delta f_\phi$  при различных величинах  $G_{uu}(f)/S_z^2$  (рис. 4).

Как следует из рисунка, обеспечение требования нормативных документов погрешности измерения 10% выполнимо, например, при  $G_{uu}(f)/S_z^2=0,1$  только для  $\Delta f_\phi < 5$  Гц. Величина  $G_{uu}(f)$  для ГТД серии НК наземного применения составляет для автоспектра  $0,02 \div 0,5$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц, для спектра огибающей  $0,2 \div 1,0$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц.

Приняв максимальное значение  $G_{uu}(f)$ , а также  $S/S_z=1,1$ , и используя соотношение (2), можно определить интенсивность гармоники, при которой обеспечиваются точностные характеристики оценки интенсивно-



сти в соответствии с нормативными документами. Для автоспектра

$$S_i \geq (0,95\Delta f\phi)^{1/2}. \quad (3)$$

Для спектра огибающей

$$S_i \geq (4,76\Delta f\phi)^{1/2}. \quad (4)$$

Графический вид зависимостей (3), (4) в случае равенства в соотношениях представлен на рис. 5.

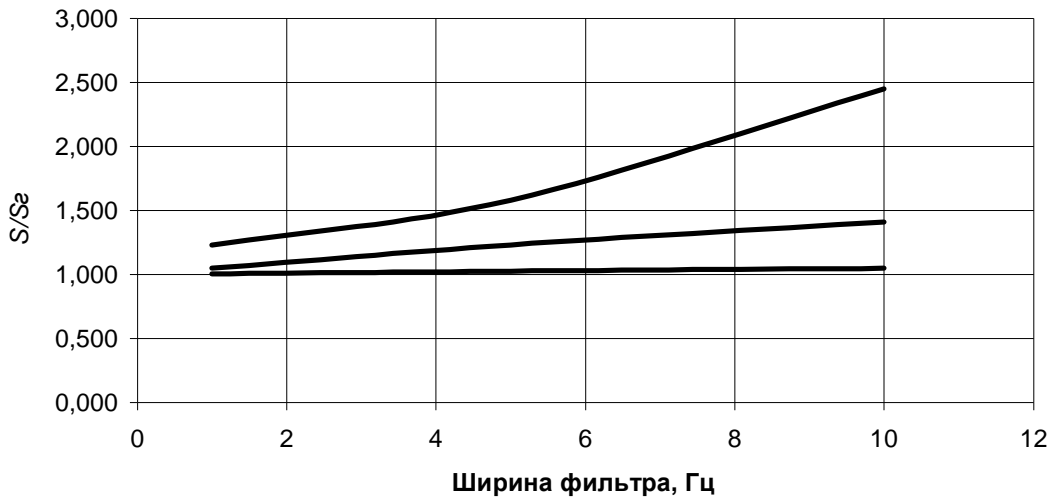
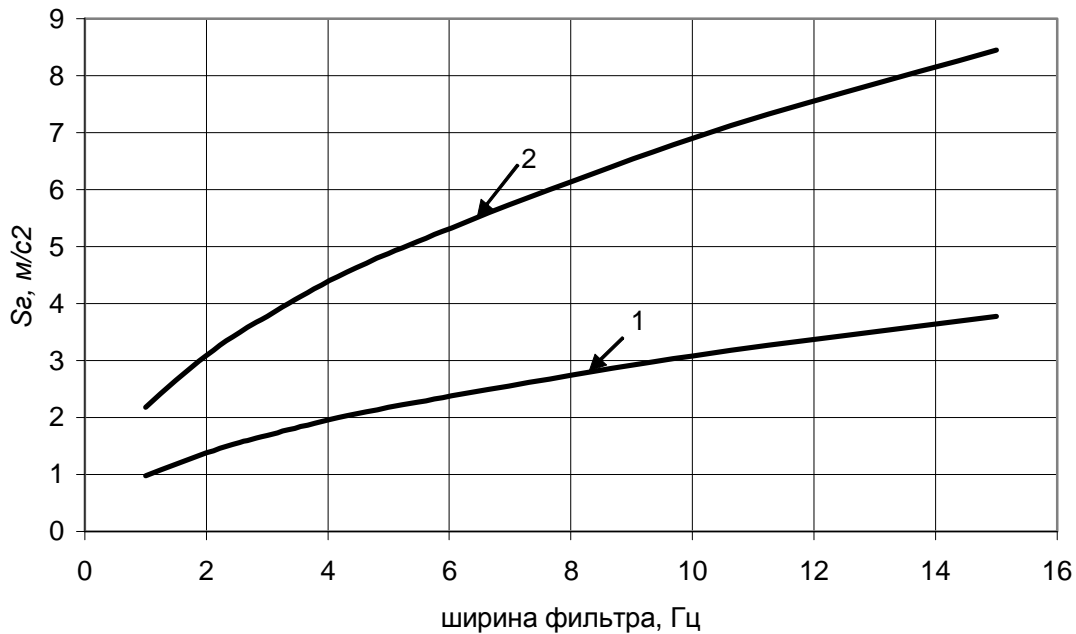


Рис. 4 Зависимость относительного замеренного уровня от ширины фильтра при нескольких значениях



$$G_{ш}(f)/S_e^2: 1-0,01; 2- 0,1; 3- 0,5$$

Рис. 5 Зависимость минимально необходимой интенсивности гармоника от ширины фильтра при обеспечении погрешности оценки интенсивности в 10%:

1- для автоспектра; 2 – для спектра огибающей

Таким образом, представленные данные показывают необходимость обоснования выбора ширины фильтра при анализе вибропроцессов в зависимости от задачи ис-

следования. Для объективной характеристики параметров составляющей спектра следует выполнить условие  $\Delta f_{\phi} = \Delta f_c$ .

Используя алгоритм, описанный выше, были получены экспериментальные данные по ширине дискретных составляющих спектра вибрации для ГТД семейства НК наземного применения со свободной турбиной в условиях испытательного стенда завода-изготовителя. Для составляющих спектра, генерируемых ротором турбокомпрессора и источниками кинематически с ним связанных  $\Delta f_c = 0,03 \div 0,07\%$  от центральной частоты. Для ротора свободной турбины -  $0,1 \div 0,4\%$ . Для более детальной оценки вели-

чины  $\Delta f_c$  целесообразно разделить её значения по природе формирования:

- составляющие, генерируемые рабочими колесами ("лопаточные" гармоники);
- составляющие механического происхождения (неуравновешенность, составляющие генерируемые зубчатыми зацеплениями и др.);
- составляющие от подшипников качения (целесообразно выделить отдельно из-за отсутствия жесткой кинематической связи частот с частотой вращения ротора).

## **INFLUENCE OF WIDTH OF THE FILTER ON CHARACTERISTICS OF DISCRETE COMPONENTS OF THE SPECTRUM OF VIBRATION OF GAS TURBINE ENGINE**

© 2009 A. E. Sundukov<sup>1</sup>, V. A. Nikolaev<sup>2</sup>, E. V. Sundukov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State University of Railway Transport

<sup>2</sup>JSC «Motorstroitel»

Influence of width of the filter on characteristics of intensity and kind of density of distribution of instant values and bending around narrow-band components of a spectrum of vibration of gas turbine engine is considered. Experimental data of width of discrete components of a spectrum of vibration of engines of series NK of land application are received.

*Vibration spectrum, discrete component, width components, width of the filter, intensity, an excess, instant values, peak values*

### **Информация об авторах**

**Сундуков Александр Евгеньевич**, аспирант Самарского государственного университета путей сообщения. Тел. 997-37-42; 997-37-45; E-mail: [Sundukov@dnmk.ru](mailto:Sundukov@dnmk.ru). Область научных интересов: вибрационная диагностика.

**Николаев Виталий Анатольевич**, ведущий инженер-программист ОАО «Моторостроитель». Тел. 925-61-33. Область научных интересов: цифровая обработка виброакустических процессов.

**Сундуков Евгений Васильевич**, кандидат технических наук, начальник отдела динамических процессов ОАО «Моторостроитель». Тел. 952-50-62. Область научных интересов: вибрационная диагностика.

**Sundukov Alexander Evgenyevich**, graduate student of Samara State University of Railway Transport. Phone: 997-37-42, 997-37-45. E-mail: [Sundukov@dnmk.ru](mailto:Sundukov@dnmk.ru). Area of research: processing of vibro-acoustic.

**Nikolaev Vitaly Anatolyevich**, a leading engineer-programmer of JSC «Motorstroitel». Phone: 925-61-33. Area of research: digital processing of vibro-acoustic.

**Sundukov Eugeny Vasilyevich**, Candidate of Engineering Science, Head of the dynamic processes of JSC «Motorstroitel». Phone: 952-50-62. Area of research: processing of vibro-acoustic.

УДК 629.12.05.594:647

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ СПЕКТРА МАКСИМУМОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВЫДЕЛЕНИЯ МОДУЛЯЦИОННЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ВИБРАЦИИ ГТД

©2009 А. Е. Сундуков<sup>1</sup>, Е. В. Сундуков<sup>2</sup>, В. А. Николаев<sup>2</sup><sup>1</sup> Самарский государственный университет путей сообщения<sup>2</sup> ОАО «Моторостроитель»

На основе моделирования модулированных колебаний показано влияние ширины "окна" и выбранного частотного диапазона на эффективность выделения модулирующей составляющей спектром максимумов. Проведен сравнительный анализ спектра огибающей и спектра максимумов.

*Спектр огибающей, спектр максимумов, тестирование, модуляционные составляющие, ширина "окна"*

Спектр огибающей получил широкое распространение в виброакустической диагностике дефектов роторных машин [1,2]. Наряду с известными достоинствами метод обладает рядом недостатков, сужающих область его применения. Наиболее существенным для высокооборотных машин, к которым относятся ГТД, является ограниченность информативного частотного диапазона, связанная с необходимостью выделения узкополосного процесса. При использовании спектра максимумов такого ограничения нет [3]. Рассмотрим некоторые особенности анализа данных при его применении.

Представим широкополосный вибрационный процесс как сумму гармонических колебаний:

$$A(t) = \sum_{j=1}^L A_j \cos(\omega_j t + \varphi_j),$$

где  $A_j$ ,  $\omega_j$ ,  $\varphi_j$  - соответственно амплитуда, частота и начальная фаза  $j$ -й составляющей. Будем считать, что модулирующее колебание тоже содержит ряд гармоник

$$S(t) = \sum_{k=1}^n S_k \cos(\Omega_k t + \Phi_k),$$

где  $S_k$ ,  $\Omega_k$ ,  $\Phi_k$  - соответственно амплитуда, частота и начальная фаза  $k$ -й модулирующей составляющей.

Тогда суммарное колебание определится в виде

$$a(t) = \sum_{j=1}^L A_{cpj} \left[ 1 + \sum_{k=1}^n M_k \cos(\Omega_k t + \Phi_k) \right] \cos(\omega_j t + \varphi_j),$$

где  $A_{cpj}$  - среднее значение  $j$ -ой составляющей,  $M_k$  - парциальный индекс модуляции.

Выделив максимумы такого процесса можно получить функцию, содержащую информацию о модулирующих составляющих (рис. 1). На рисунке представлен спектр максимумов процесса в виде модуляции широкополосного шума суммой двух модулированных колебаний: 100 Гц, модулированное гармоникой на частоте 40 Гц, и 500 Гц, модулированное двумя гармониками на частотах 60 и 70 Гц. В отличие от огибающей узкополосного процесса здесь отсутствует ограничение на частотный диапазон, в котором они представлены.

Предлагаемый алгоритм обработки данных выглядит следующим образом. Исходный центрированный широкополосный процесс квантуется достаточно высокой частотой и производится поиск максимумов путем сравнения последовательных значений отсчетов. Методом «скользящего окна» (ширина окна 1, 3, 5, 7 и т.д. максимумов) выбираются новые значения максимумов (в каждом окне выбирается один максимум с наибольшим значением).

Проведем тестирование предложенного алгоритма с целью исследования его особенностей и сопоставления со спектром огибающей узкополосного процесса. При выделении узкополосной составляющей для спектра огибающей рекомендуется использовать зону с достаточно интенсивным шу-

мом. Тогда для тестирования предложенного алгоритма выберем широкополосный шум, модулированный гармонической составляющей с последовательно меняющейся частотой и постоянной величиной среднеквадратического значения (СКЗ). Для получения такого процесса был использован пакет обработки сигналов WinPOC expert

фирмы НПП «Мера». На рис. 2 приведены результаты обработки смоделированных процессов с использованием программы расчёта спектра максимумов. Ширина спектра шумовой составляющей  $0 \div 28800$  Гц.

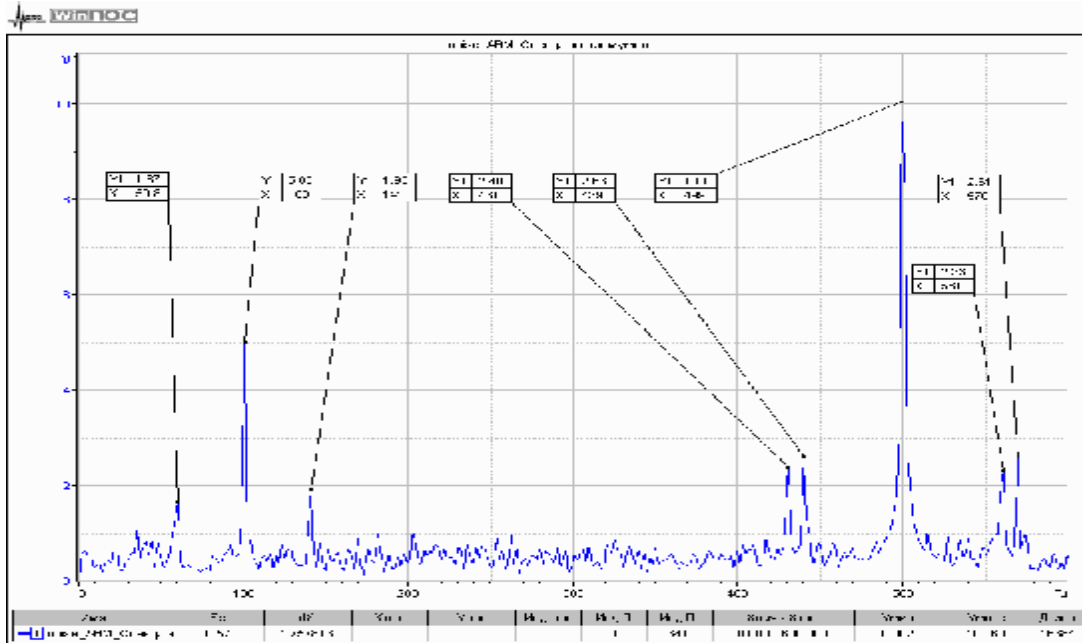


Рис. 1. Спектр максимумов широкоформатного шума модулированного сложным колебательным процессом

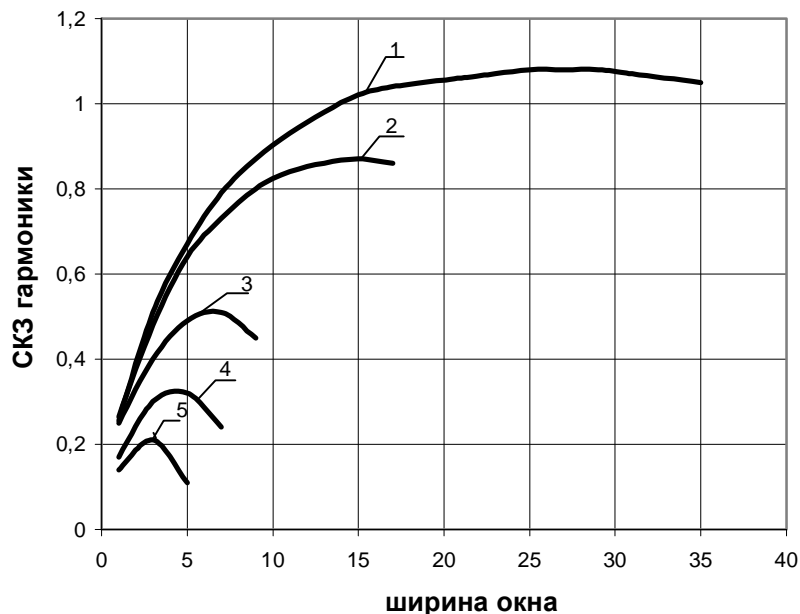


Рис. 2 Зависимость интенсивности модулирующей гармоники от ширины "окна" при нескольких значениях частоты: 1-500 Гц; 2-1000 Гц; 3-3000 Гц; 4-5000 Гц; 5-10000 Гц

Как видно из представленных данных уровень выделенной гармоники существенно зависит от её частоты и величины ширины "окна". Для каждой частоты имеется своё

максимальное значение. Такой вид зависимостей объясняется двумя противоположными тенденциями:

– с одной стороны расширение «окна» приводит к увеличению измеренного уровня;  
 – с другой - это расширение можно рассматривать как использование фильтра нижних частот с уменьшающейся частотой среза.  
 Наличие максимумов в представленных зависимостях позволяет выбрать опти-

мальное значение ширины "окна" в функции частоты (рис. 3):

- в диапазоне до 1000 Гц ширина "окна" - 15;
- в диапазоне от 1000 до 5000 Гц - 5;
- свыше 5000 Гц - 3.

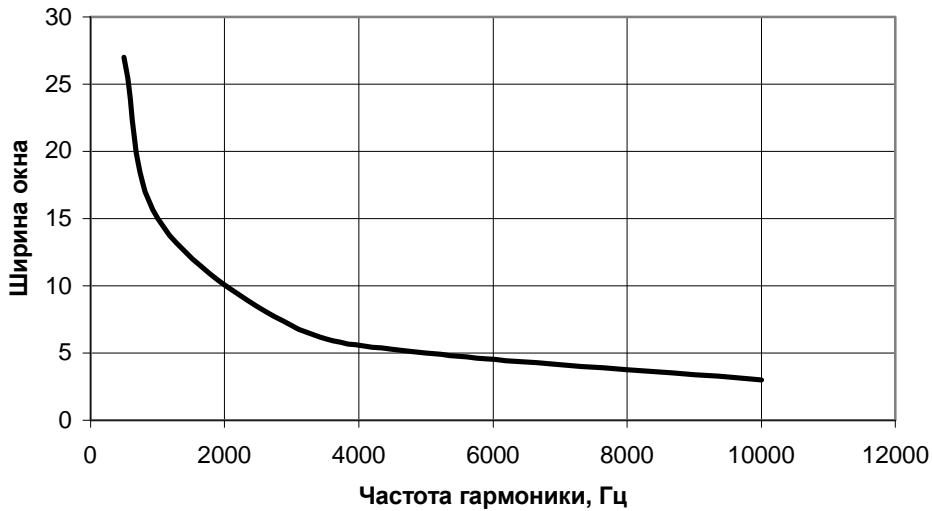


Рис. 3. Зависимость ширины "окна" от частоты модулирующей гармоники при максимальном значении её интенсивности

Было оценено влияние ширины исследуемого частотного диапазона на уровень выделенной гармоники. Оценка производилась для следующих значений ширины диапазона: 0-1000 Гц; 0-3000 Гц; 0-5000 Гц; 0-10000 Гц;

0-28800 Гц (рис. 4). Как видно из представленных данных, расширение частотного диапазона приводит практически к линейному увеличению интенсивности выделенной гармоники.

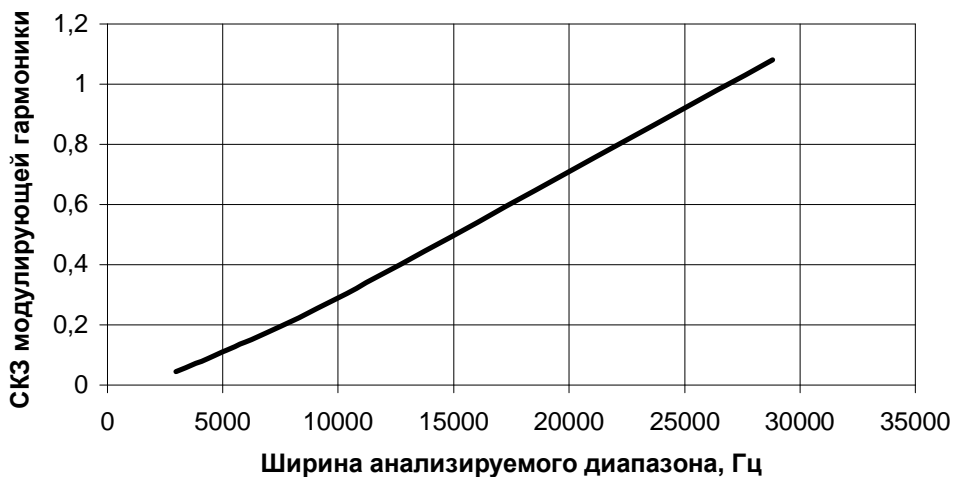


Рис. 4. Зависимость интенсивности модулирующей гармоники от ширины анализируемого частотного диапазона

Для сопоставления результатов получения модулирующей гармоники с использованием спектра максимумов и спектра

оггибающей узкополосного процесса последний выделялся 1/3 октавным фильтром с центральной частотой 20000 Гц (рис. 5).

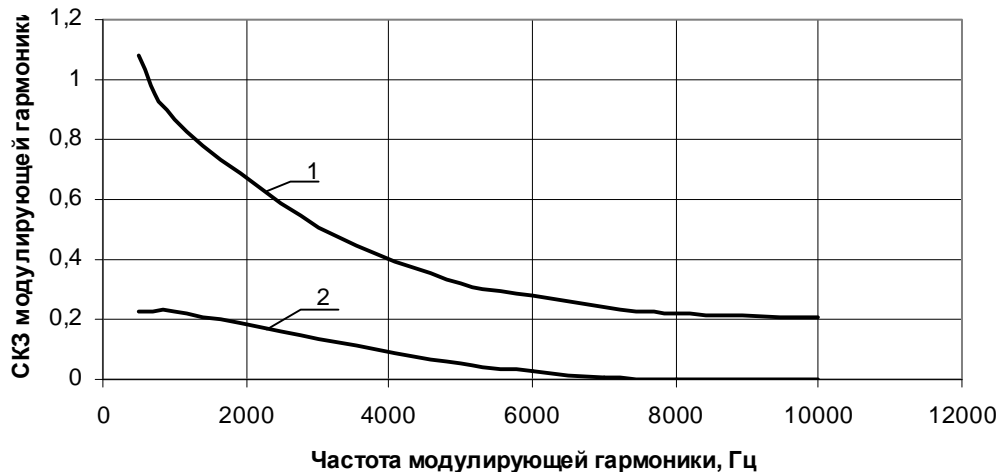


Рис. 5 Интенсивность модулирующей гармоники, выделенная спектром максимумов (1) и спектром огибающей (2)

Представленные данные показывают, что в диапазоне частот до 6000 Гц спектр максимумов существенно эффективнее спектра огибающей. Выше 6000 Гц спектр огибающей не позволяет идентифицировать модулирующую составляющую. Следует отметить, что во всех рассмотренных случаях автоспектр не обеспечивал выделение гармоники.

#### Библиографический список

1. Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учебное пособие/ А.В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев - СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. - 159с.
2. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов/ М.Д. Генкин, А. Г. Соколова - М.: Машиностроение, 1987. - 288с.

3. Сундуков, А.Е. Исследования вибрационного состояния подшипников качения в процессе их износа. Анализ экспериментальных данных на базе спектра максимумов/ А.Е. Сундуков, Е. В. Сундуков // Вест. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. - 2006. - №2(10). - Ч.1. - С.90 - 93.

#### References

1. Barkov A.V., Barkova N.A., Azovtsev A.Yu Monitoring and diagnostics of machines for vibration / manual. Sb.: Izd.Central SPbSMTU, 2000, p. 159
2. Genkin M. D, Sokolova A. G. Vibroakustichesky diagnostics of cars and mechanisms. - M: MechanicalEngineering, 1987. – p. 288
3. Sundukov A.E., Sundukov E.V. Studies of vibration condition of bearings in the process of wear. Analysis of experimental data on the basis of the spectrum maxima // Herald-SGAU Samara: SGAU, 2006, №2 (10), Part 1st, p.90-93.

### THE ANALYSIS OF INFLUENCE OF PARAMETERS OF THE SPECTRUM OF MAXIMA ON EFFICIENCY OF ALLOCATION MODULATING COMPONENTS OF VIBRATION OF GAS TURBINE ENGINE

©2009 A. E. Sundukov<sup>1</sup>, E. V. Sundukov<sup>2</sup>, V. A. Nikolaev<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State University of Railway Transport

<sup>2</sup>JSC «Motorstroitel»

On the basis of modelling of the modulated fluctuations influence of width of "window" and the chosen frequency range on efficiency of allocation of a modulating component is shown by a spectrum of maxima. The comparative analysis of a spectrum bending around and a spectrum of maxima is carried out.

*Spectrum bending around, a spectrum of maxima, testing, modulating components, width of "window"*

### **Информация об авторах**

**Сундуков Александр Евгеньевич**, аспирант Самарского государственного университета путей сообщения. Тел. (846) 997-37-42; 997-37-45. E-mail: [Sundukov@dnmk.ru](mailto:Sundukov@dnmk.ru). Область научных интересов: вибрационная диагностика.

**Сундуков Евгений Васильевич**, кандидат технических наук, начальник отдела динамических процессов ОАО «Моторостроитель». Тел. (846) 952-50-62. Область научных интересов: вибрационная диагностика.

**Николаев Виталий Анатольевич**, ведущий инженер-программист ОАО «Моторостроитель». Тел. (846) 925-61-33. Область научных интересов: цифровая обработка виброакустических процессов.

**Sundukov Alexander Evgenievich**, graduate student of Samara State University of Railway Transport. Phone. (846) 997-37-42, 997-37-45. E-mail: [Sundukov@dnmk.ru](mailto:Sundukov@dnmk.ru). Area of research: processing of vibro-acoustic.

**Sundukov Eugeny Vasiljevich**, Candidate of Engineering Science, Head of the dynamic processes of JSC «Motorostroitel». Phone. (846) 952-50-62. Area of research: processing of vibro-acoustic.

**Nikolaev Vitaly Anatolievich**, a leading engineer-programmer of JSC «Motorostroitel». Phone. (846) 925-61-33. Area of research: Digital processing of vibro-acoustic.

УДК 621.824.002.73

## ВИБРОДИАГНОСТИКА РАСЦЕНТРОВКИ ВАЛОВ, СОЕДИНЕННЫХ ЗУБЧАТЫМИ И ШЛИЦЕВЫМИ МУФТАМИ

©2009 А. Д. Росляков<sup>1</sup>, В. А. Николаев<sup>1</sup>, А. Е. Сундуков<sup>2</sup>, Е. В. Сундуков<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ОАО “Моторостроитель”

<sup>2</sup>Самарский государственный университет путей сообщения

Выполнен теоретический анализ спектра вибрации, генерируемой расцентровкой валов, соединённых шлицевыми и зубчатыми муфтами. Впервые показано при каких условиях возможна генерация третьей гармоники частоты вращения роторов. Результаты анализа подтверждены экспериментальным материалом.

*Расцентровка валов, муфты, спектр вибрации, первая, вторая, третья гармоники*

При эксплуатации агрегатов, состоящих из двигателя и нагрузки, часто возникают вибрации, вызванные расцентровкой их валов. Сложность диагностики этого явления по параметрам вибрации обусловлена тем, что основная частота колебаний, связанная с этим дефектом, равна частоте вращения роторов. Изменение уровня вибрации на этой частоте может быть вызвано и другими источниками (повышенным дисбалансом или зазором в подшипнике, боем валов

или муфты и т.д.). Возможные варианты расцентровки представлены на рис. 1. При радиальном смещении валов их оси параллельны и смещены на величину  $\delta$ . При угловой расцентровке оси валов расположены под углом  $\gamma$  и пересекаются в геометрическом центре муфты. Валы с радиальным и угловым смещением, в общем случае, будут скрещиваться под некоторым углом  $\xi$ .

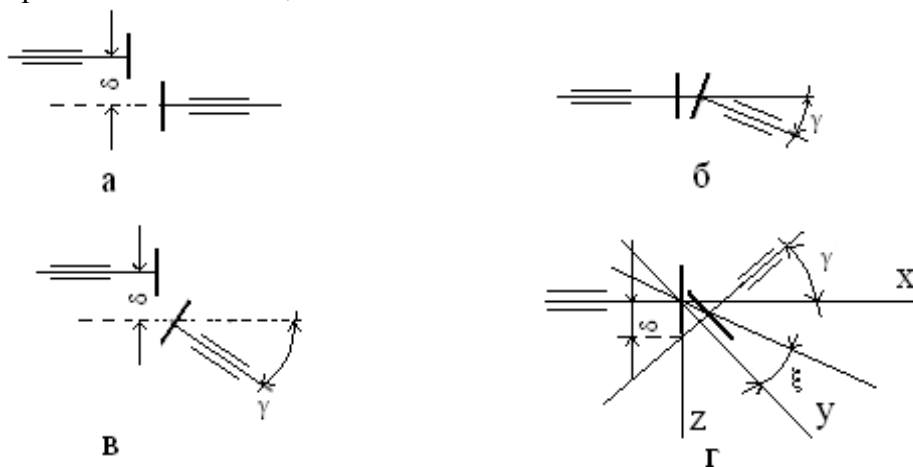


Рис. 1. Случаи несоосности валов с одной муфтой: а – радиальная; б – угловая; в – радиальная и угловая (расположены в одной плоскости); г – скрещивающиеся валы

При соединении валов жесткой контактной муфтой (зубчатой, шлицевой) в случае расцентровки даже при равномерном вращении ведущего вала ведомый будет вращаться неравномерно [1]. Рассмотрим, какие колебания генерируются таким соединением валов. Угол поворота ведомого вала  $\beta$  связан с углом поворота ведущего вала  $\alpha$  соотношением [1]

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{r \cos \gamma \sin \alpha - \delta \sin \xi}{r \cos \alpha - \delta \cos \xi}, \quad (1)$$

где  $r$  – радиус точки приложения крутящего момента в муфте.

В случае только углового смещения  $\delta = 0$ , тогда соотношение (1) примет вид  $\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cos \gamma$ .

Следовательно,



$$\beta = \arctg(\operatorname{tg}\alpha \cos \gamma). \quad (2)$$

Определим угловую скорость вращения ведомого вала  $\omega_2$ . Для этого продифференцируем соотношение (2) по времени. После несложных преобразований получим

$$\frac{d\beta}{dt} = \omega_2 = \frac{\cos \gamma}{\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha \cos^2 \gamma} \omega_1, \quad (3)$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость ведущего вала.

Учитывая, что ведомый вал вращается неравномерно, определим его угловое ускорение. Продифференцировав соотношение (3) по времени и сделав преобразования, получим угловое ускорение ведомого вала:

$$\frac{d\beta}{dt} = \dot{\omega}_2 = \frac{\cos \gamma \sin 2\alpha (\cos \gamma - 1)}{\sin^4 \alpha + \frac{\cos^2 \gamma}{2} \sin^2 2\alpha + \cos^4 \alpha \cos^4 \gamma} \omega_1^2. \quad (4)$$

Присутствие составляющих с двойным углом  $\alpha$  свидетельствует о наличии колебаний со второй гармоникой частоты вращения ведущего вала.

Для радиальных смещений ( $\gamma = 0$ ) соотношение (1) примет вид

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{r \sin \alpha - \delta \sin \xi}{r \cos \alpha - \delta \cos \xi}.$$

Тогда

$$\beta = \arctg\left(\frac{r \sin \alpha - \delta \sin \xi}{r \cos \alpha - \delta \cos \xi}\right).$$

Угловая скорость вращения ведомого вала

$$\omega_2 = \frac{r^2 - r\delta(\cos \xi \cos \alpha + \sin \xi \sin \alpha)}{r^2 + \delta^2 - 2r\delta(\cos \xi \cos \alpha + \sin \xi \sin \alpha)} \omega_1.$$

Выражение для  $\dot{\omega}_2$  получается громоздким, но в нём присутствует составляющая  $\sin 2\alpha$ , что свидетельствует о наличии второй гармоники частоты вращения ведущего вала.

Для общего случая

$$\beta = \arctg\left(\frac{r \sin \alpha \cos \gamma - \delta \sin \xi}{r \cos \alpha - \delta \cos \xi}\right). \quad (5)$$

Отсюда

$$\omega_2 = \frac{r^2 \cos \gamma - r\delta \cos \gamma (\cos \xi \cos \alpha + \sin \xi \sin \alpha)}{(r \cos \alpha - \delta \cos \xi)^2 + (r \cos \gamma \sin \alpha - \delta \sin \xi)^2} \omega_1. \quad (6)$$

Выражение для углового ускорения получается весьма громоздким. Однако в нём имеются составляющие с углом  $2\alpha$ . Кроме того, присутствуют комбинации вида

$$r^3 \delta \cos^3 \gamma \sin^3 \alpha - 2r^3 \delta \cos \xi \cos \gamma \sin \alpha. \quad (7)$$

Выражение (7) можно записать как

$$\frac{r^3 \delta \cos^3 \gamma}{4} \left( \frac{8 \cos \xi}{\cos^2 \gamma} \sin \alpha - 4 \sin^3 \alpha \right). \quad (8)$$

При  $\frac{8 \cos \xi}{\cos^2 \gamma} = 3$  (8) примет вид

$$\frac{r^3 \cos^3 \gamma}{4} (3 \sin \alpha - 4 \sin^3 \alpha).$$

Соотношение в скобках есть  $\sin 3\alpha$ . Следовательно, при определенной комбинации углов  $\xi$  и  $\gamma$  возможно появление 3 гармоники. Например, при  $15^\circ \geq \gamma > 0$ ,  $\xi$  находится в пределах  $68...69^\circ$ . Поэтому проявление третьей гармоники встречается достаточно редко.

Рассмотрим соединение валов торсионным валом (рис. 2). Здесь  $\alpha, \beta, \beta'$  – углы поворота соответственно ведущего, торсионного и ведомого валов; а, б – ведущая и ведомая полумуфты муфты;  $M_1, \Gamma$  – ведущая и ведомая полумуфты муфты;  $M_2, \psi$  – угол скручивания торсионного вала. Для этого случая в работе [2] получено выражение, связывающее углы поворота ведомого и ведущего валов

$$\operatorname{tg}\beta' = \frac{\cos \gamma_2 \operatorname{tg}\alpha (1 + \operatorname{tg}^2 \psi)}{\cos \gamma_1 - \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\psi + \cos^2 \gamma_2 \operatorname{tg}\Psi (\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\psi \cos \gamma_1)}. \quad (9)$$

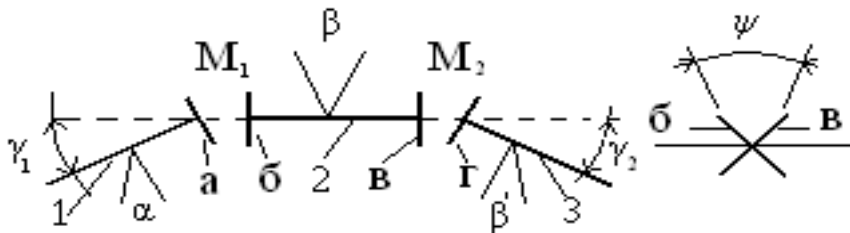


Рис. 2. Схема несоосности валов с двумя муфтами  $M_1, M_2$ : 1 – ведущий вал; 2 – торсионный вал; 3 – ведомый вал

При анализе кинематики такого соединения рассматривается случай как для одноэлементной контактной муфты. Однако в [1] показано, что в этом случае полученные результаты можно распространить на все типы жестких многоэлементных контактных муфт.

Для случая  $\gamma_2 = 0$  реализуются варианты, рассмотренные выше. Пусть  $\psi = 0$  (т.е. считаем торсионный вал абсолютно жёстким), при  $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ , (9) примет вид  $tg\beta' = tg\alpha$ . Следовательно, ведущий и ведомый валы вращаются синхронно.

При  $\psi = 0$ ,  $\gamma_2 \neq \gamma_1$ ,  $tg\beta' = tg\alpha \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1}$ . Тогда

$$\beta' = arctg\left(tg\alpha \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1}\right).$$

Угловая скорость ведомого вала определяется соотношением

$$\frac{d\beta'}{dt} = \omega_3 = \frac{\cos\gamma_1 \cos\gamma_2}{\cos^2\gamma_1 \cos^2\alpha + \cos^2\gamma_2 \sin^2\alpha} \omega_1.$$

Угловое ускорение

$$\dot{\omega}_3 = \frac{\cos\gamma_1 \cos\gamma_2 \sin 2\alpha (\cos^2\gamma_1 - \cos^2\gamma_2)}{(\cos^2\gamma_1 \cos^2\alpha + \cos^2\gamma_2 \sin^2\alpha)^2} \omega_1^2,$$

т.е. и здесь присутствует составляющая с двойной частотой.

Для случая  $\psi \neq 0$ ,  $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$  выражение (9) примет вид

$$tg\beta' = \frac{\cos\gamma tg\alpha (1 + tg^2\psi)}{\cos\gamma - tg\alpha tg\psi + \cos^2\gamma tg\psi (tg\alpha + tg\psi \cos\gamma)}.$$

Отсюда

$$\beta' = arctg\left(\frac{\cos\gamma tg\alpha (1 + tg^2\psi)}{\cos\gamma - tg\alpha tg\psi + \cos^2\gamma tg\psi (tg\alpha + tg\psi \cos\gamma)}\right).$$

Выражения для  $\omega_3$  и  $\dot{\omega}_3$  получаются громоздкими. Однако в них присутствуют составляющие, свидетельствующие о возможности появления колебаний с двойной частотой вращения ведущего вала.

Для общего случая ( $\psi \neq 0, \gamma_1 \neq \gamma_2$ ) выражения для  $\omega_3$  и  $\dot{\omega}_3$  ещё более громоздки. Но и здесь присутствуют составляющие с углом  $2\alpha$ .

Рассмотрим экспериментальные данные. При испытании двигателя НК-14СТ на стенде завода-изготовителя имели место случаи расцентровки с последующим заклиниванием в шлицевой муфте. Двигатель соединялся с гидротормозом торсионным валом по схеме, представленной на рис. 2. Расцентровка и заклинивание происходили на переходном режиме. В этом случае наблюдалось синхронное изменение уровня вибрации по осевым вибродатчикам, установленным на картере свободной турбины (СТ) и гидротормозе (рис. 3).

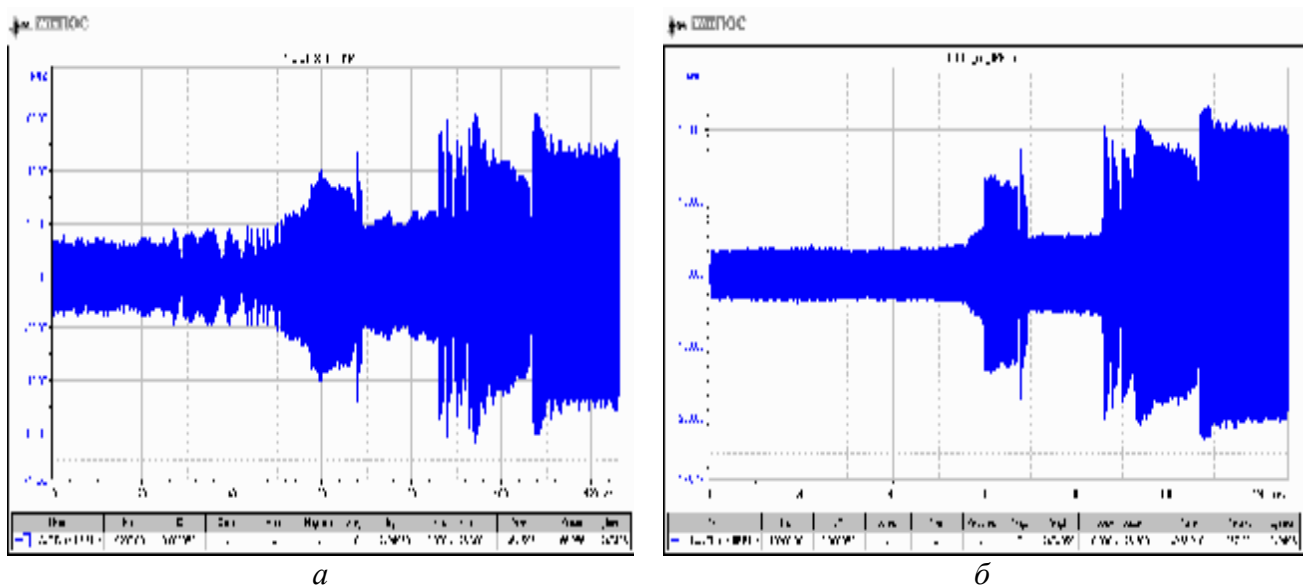


Рис. 3. Временные реализации осевой вибрации двигателя (а) и гидротормоза (б) на режиме перекадки ВНА

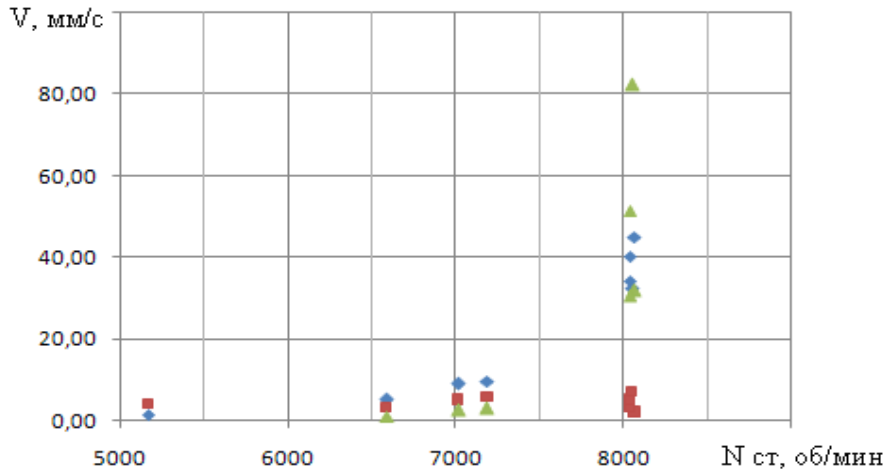


Рис. 4. Зависимость интенсивности осевой вибрации картера СТ от оборотов СТ:  
 ◆ – 1; ■ – 2; ▲ – 3 гармоники

Зависимость интенсивности первых трех гармоник от оборотов вращения ротора СТ (рис. 4) показывает значительное увеличение интенсивности первой и третьей гармоник на оборотах расцентровки и заклинивания (>7200 об./мин).

#### Библиографический список

1. Кармадонов, А.Ф. Соединительные устройства валов/ А.Ф. Кармадонов - М.: Машгиз, 1959.-86 с.

2. Малаховский, Я.Е. Карданные передачи/ Я.Е. Малаховский, А.А. Лапин, Н.К. Веденеев. - М.: Машгиз, 1962. -153 с.

#### References

1. Karmadonov A.F. The connecting device shaft-M.: 1959.- p.86  
 2. Malahovskij J.E., Lapin A.A., Vedeneyev N.K. Gimbal drive. -M.: 1962.-p.153

## VIBRATION DIAGNOSIS NOT CENTERED SHAFTS CONNECTED BY GEAR GEARING

©2009 A. D. Roslyakov<sup>1</sup>, V. A. Nikolaev<sup>1</sup>, A. E. Sundukov<sup>2</sup>, E. V. Sundukov

<sup>1</sup>JSC «Motorostroitel»

<sup>2</sup>Samara State University of Railway Transport

The theoretical analysis of a spectrum of the vibration generated by not centered shafts, connected by gear gearing. For the first time it is shown under what conditions generation of the third harmonic of frequency of rotation of rotors is possible. Results of the analysis are confirmed by an experimental material.

*Not centered shaft, the vibration spectrum, the first, second, third harmonics*

#### Информация об авторах

**Росляков Алексей Дмитриевич**, доктор технических наук, профессор, главный специалист ОАО «Моторостроитель». Тел. (846) 261-12-01. Область научных интересов: тепловые двигатели, диагностика.

**Николаев Виталий Анатольевич**, ведущий инженер-программист ОАО «Моторостроитель». Тел. (846) 925-61-33. Область научных интересов: цифровая обработка виброакустических процессов.

**Сундуков Александр Евгеньевич**, аспирант Самарского государственного университета путей сообщения. Тел. (846) 997-37-42; (846) 997-37-45. E-mail: [Sundukov@dnmk.ru](mailto:Sundukov@dnmk.ru). Область научных интересов: вибрационная диагностика.

**Сундуков Евгений Васильевич**, кандидат технических наук, начальник отдела динамических процессов ОАО «Моторостроитель». Тел. (846) 952-50-62. Область научных интересов: вибрационная диагностика.

**Roslyakov Alexey Dmitrievich**, Doctor of Engineering Science, professor, chief specialist of JSC «Motorostroitel». Phone: (846) 261-12-01. Area of research: engines, diagnostics.

**Nikolaev Vitaly Anatolievich**, a leading engineer-programmer of JSC «Motorostroitel». Phone: (846) 925-61-33. Area of research: digital processing of vibro-acoustic.

**Sundukov Alexander Evgenievich**, post-graduate student of Samara State University of Railway Transport. Phone: (846) 997-37-42, 997-37-45. E-mail: [Sundukov@dnmk.ru](mailto:Sundukov@dnmk.ru). Area of research: engines, diagnostics.

**Sundukov Eugene Vasilievich**, Candidate of Engineering Science, Head of the dynamic processes of JSC «Motorostroitel». Phone: (846) 952-50-62. Area of research: engines, diagnostics.

## ИНВАРИАНТНОСТЬ ВЕКТОРНЫХ МОДЕЛЕЙ В МОДЕЛИРОВАНИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

© 2009 Б. Б. Косенок

Самарский государственный аэрокосмический университет

Приведены основы метода математического моделирования, сделана постановка задачи необходимости моделирования зубьев шестеренных насосов, проведен анализ возможного построения векторной модели, описывающей поверхность зуба шестерни, выбран вариант построения векторных моделей с использованием «промежуточных» аргументов модели. Данное исследование обосновывает методику моделирования зубчатых передач на основе метода математического моделирования векторных замкнутых контуров и показывает некоторые преимущества подобного моделирования.

*Вектор, контур, модель, модули, зубчатые передачи, поверхность эвольвенты, шестеренные насосы, инвариантность*

Метод математического моделирования векторных замкнутых контуров достаточно подробно освещен в работах [1, 2, 3] и успешно применяется для моделирования механизмов, применительно к задачам анализа и синтеза, а в более широком смысле и композиции механизмов (синтеза структурной или кинематической схемы механизмов обеспечивающих требуемую передаточную функцию).

Основу метода составляют векторные замкнутые контуры, состоящие из отдельных векторов. Вектор – это направленный отрезок с параметрами  $P_i$  и  $\Phi_i$  (рис.1). Подобные векторные замкнутые контуры можно привести к виду элементарных векторных замкнутых контуров – **модулей**, с заранее известными и подробно описанными решениями, что позволяет строить систему векторных контуров достаточно простым методом подбора требуемых модулей, тем более, что для плоских моделей таких модулей всего 4, а для пространственных 20 [1].

Построенная на основе модулей **основная векторная модель** позволяет получить решение определенных функций с известными для каждого момента времени аргументами модели и связями между отдельными векторами и контурами.

Инвариантность метода математического моделирования векторных контуров

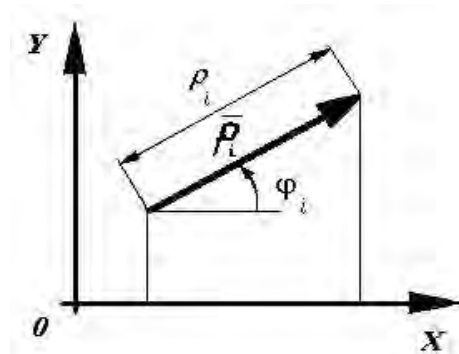


Рис. 1. Основные параметры плоского вектора:

$P_i$  - длина вектора;  $\Phi_i$  - угол вектора

позволяет решать кроме задач анализа и синтеза механизмов как различные сопутствующие задачи, так и задачи, выходящие за рамки моделирования только рычажных механизмов, например, в различных задачах реального проектирования механизмов летательных аппаратов, машин объемного расширения [4].

Использование модульных векторных моделей позволяет оперативно решать как задачи реального проектирования, так и задачи оперативного контроля, например шестеренных насосов (рис.2). Шестеренные насосы обладают простотой конструкции, малой трудоемкостью изготовления, сравнительно небольшими габаритами и массой, возможностью непосредственного соединения с быстроходными двигателями.

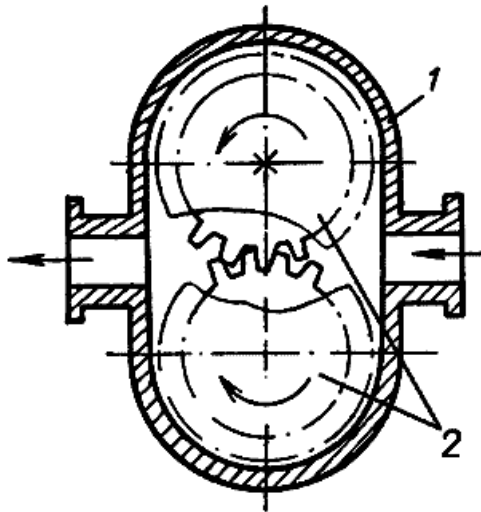


Рис. 2. Схема шестеренного насоса  
1 - корпус; 2 – шестерня

В то же время к недостаткам шестеренных качающих узлов следует отнести: чувствительность к механическим примесям в перекачиваемой жидкости; рост зазоров в процессе эксплуатации, вызывающий увеличение утечек; неравномерность подачи жидкости и высокий уровень акустического шума. Для снижения интенсивности колебательных и кавитационных процессов необходима разработка методов оперативного и адекватного учета кинематической подачи жидкости при измененной геометрии профиля зубьев насоса.

В принципе данная задача решается построением математической модели, описывающей эвольвенту поверхности зуба (рис.3), например, цепочкой векторных контуров вдоль профиля зуба, но подобная модель обладает жесткой структурой – количеством векторов, жестко заданными параметрами векторов, что создает достаточно большие неудобства в перенастройке данной векторной модели ввиду необходимости вводить (или изменять) большое количество векторов для обеспечения достаточной точности построения профиля эвольвенты. Поэтому для построения таких сложных вариантов контурных систем был применен новый подход моделирования векторных систем.

Основной примененного данного подхода является ввод новых понятий – «промежуточных аргументов» и «векторной контурной модели одной точки профиля (кривой)».

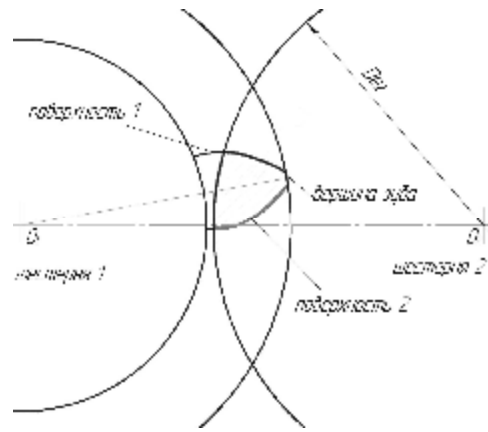


Рис. 3. Описываемые поверхности зуба

- Разбиваем задачу на следующие две:
1. Описание поверхностей зуба 1 и 2.
  2. Описание высоты зуба  $\Delta$  в конкретном сечении.

Попробуем решить поставленные подзадачи с помощью метода моделирования векторных замкнутых моделей.

Поверхность зуба строится по свойству эвольвенты (рис. 4).

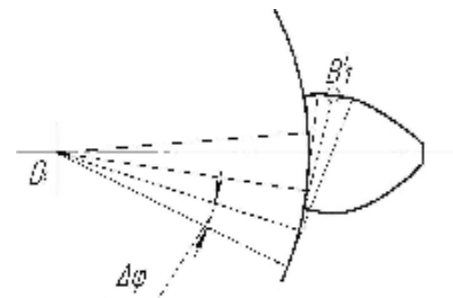


Рис. 4. Построение поверхности зуба

Заменяем радиус  $O_1A'_1$  вектором 1, касательную  $A'_1B'_1$  вектором 2. Для замыкания векторного контура используем векторы 3 и 4. Причем вектор 3 параллелен оси ординат, а вектор 4 – оси абсцисс (рис. 5).

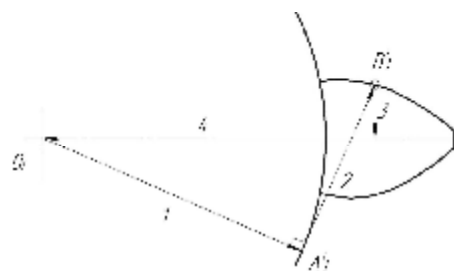


Рис. 5. Векторная модель, описывающая поверхность зуба

В результате получили векторный контур, описывающий эвольвенту поверхности 1 зуба шестерни 1.

Длина вектора 1 равна радиусу основной окружности  $r_0$ .

Угол вектора 1 изменяется в определенных числовых пределах.

Длина вектора 2 изменяется в определенных числовых пределах.

Угол вектора 2 связан с углом вектора 1 зависимостью  $\varphi_2 = \varphi_1 + \Delta\varphi$ , где  $\Delta\varphi$  - шаг угла поворота.

Длины векторов 3 и 4 неизвестны.

Полученный векторный контур описывается с помощью модуля  $Pl2(p_3, p_4)$  [1].

Аналогично описывается поверхность 2 зуба шестерни 1 (рис. 6).

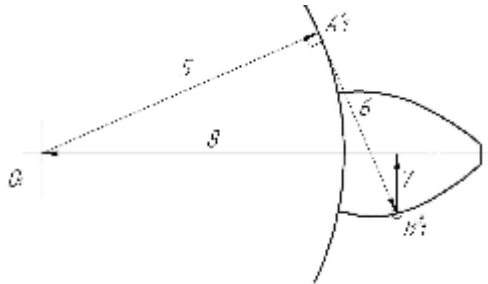


Рис. 6. Векторная модель, описывающая вторую поверхность зуба

При анализе рисунков 4 и 5 видно, что подзадача 2 решается сложением длин векторов 3 и 7, таким образом, в конкретном случае мы получаем толщину зуба.

Объединим полученные две модели в модель 3 (рис. 7).

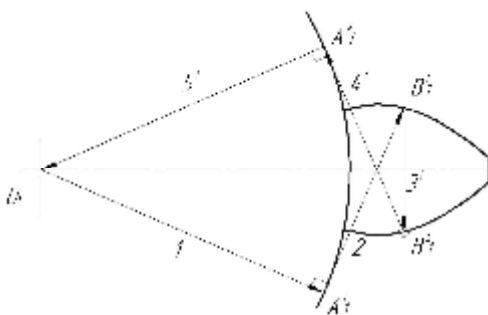


Рис. 7. Объединенная векторная модель

Отложим векторы 1 и 2 без изменений, т.е. так, как они были в первом векторном контуре (рис. 5). Вектора 3 и 7 объединим и

получим вектор 3'. Векторы 5 и 6 отложим как прямые, без указания их направления. Дадим им направления так, чтобы замкнуть полученный контур.

В результате обе подзадачи решаем одной полученной моделью (векторным контуром 1-2-3'-4'-5').

Для определения координат точек  $B_1'$  и  $B_1''$  используем вспомогательные векторные модели, сходные с моделями 1 и 2. Изменение углов наклона векторов 1 и 5 и длин векторов 2 и 4 позволяет получить траекторию поверхностей зуба (рис. 8)

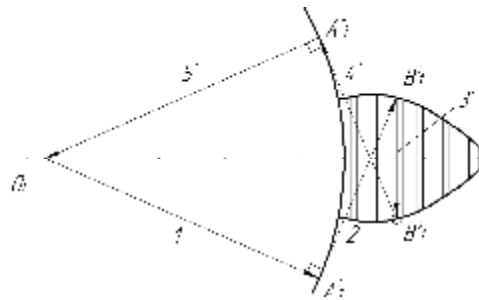


Рис. 8. Сечения зуба

Построенная модель описывает поверхность отдельного зуба шестерни в один и тот же момент времени, параметры углы наклона векторов 1 и 5 и длины векторов 2 и 4 являются промежуточными одномоментными по времени аргументами. Введение этих же параметров в основные аргументы модели позволяет получить поворот зуба и описать положение зуба в различные моменты времени. На рис. 9 приведена модель зуба с каверной поверхностью, некоторые векторы модели не отображены.

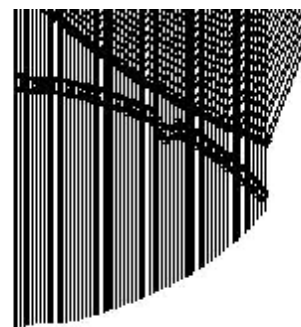
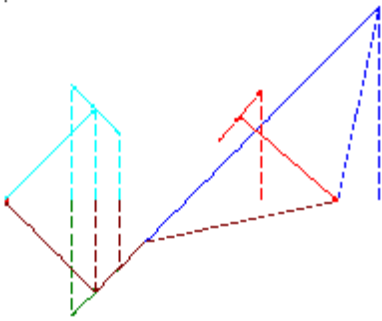


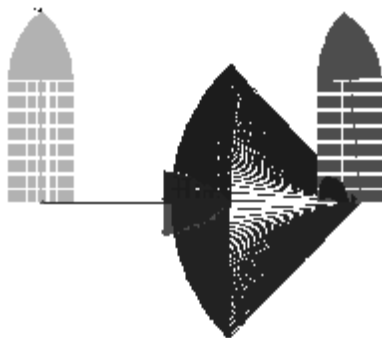
Рис. 9. Модель зуба с каверной поверхностью

Полученная модель зубчатого зацепления позволила построить более сложные мо-

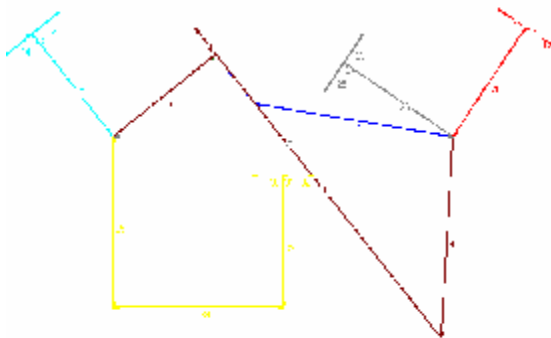
дели, необходимые для расчета различных аспектов методов оперативного и адекватного учета кинематической подачи жидкости при измененной геометрии профиля зубьев шестеренного насоса, примеры данных моделей приведены на рис. 10-13.



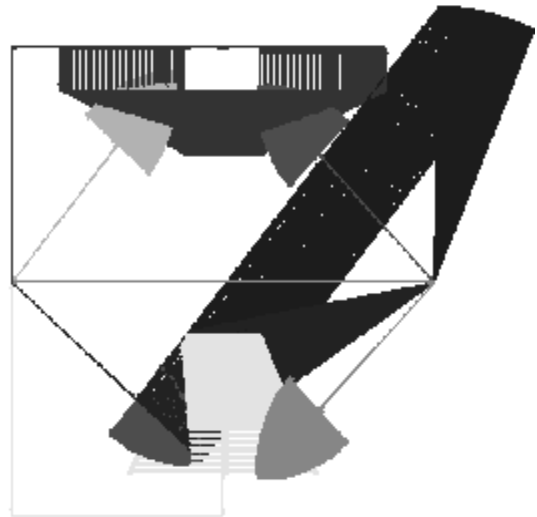
*Рис. 10. Структура модели описывающая несколько зубьев*



*Рис. 11. Модель описывающая несколько зубьев*



*Рис. 12. Структура модели, описывающая входящие в зацепление зубья и окна перепуска жидкости*



*Рис. 13. Модель, описывающая входящие в зацепление зубья и окна перепуска жидкости*

Простота данной модели, с одной стороны, дает возможность увеличивать или уменьшать шаг изменения промежуточных и основных аргументов модели, а с другой, позволяет оперативно добиваться нужной точности вычислений при описании поверхности зуба шестерни и его движения.

Подобный метод построения поверхности зуба и моделирования взаимодействия его с другими поверхностями на основе модульных векторных контуров по сравнению с другими математическими моделями позволяет более оперативно вносить изменения как в величины параметров модели, так и структуры модели, при решении конкретных задач.

### **Библиографический список**

1. Семенов, Б.П. Аналитика элементарных векторных модулей: методическое пособие / Б.П. Семёнов. – М.: Изд-во МАИ, 1989. - 40 с.
2. Семенов, Б.П. Модульное моделирование механизмов / Б.П. Семёнов, А.Н. Тихонов, Б.Б. Косенок. - Самара: СГАУ, 1996. - 98 с.
3. Семёнов, Б.П. Элементарные модули векторных моделей / Б.П. Семёнов. - Самара: СНЦ РАН, 2000. - 99 с.
4. Мануйлов, П.А. Инвариантность модульных векторных моделей / П.А. Мануйлов, Б.П. Семенов, Б.Б. Косенок // Математическое моделирование в машиностроении:



Тез. докл. 1-ой всесоюзной школы-конференции. - Тольятти, 1990. - С. 70-71.

### References

1. Simenov B.P. Analyst of elementary vector modules. The methodical grant. - M.: Publishing house MAI, 1989. - 40 p.

2. Semenov B.P., Tikhonov A.N., Kosenok B.B. Modular modelling of mechanisms. Samara: SGAU, 1996. - 98 p.

3. Simenov B.P. Elementary modules of vector models. Samara: SNC the Russian Academy of Science, 2000. - 99 p.

4. Manujlov P.A., Semenov B.P., Kosenok B.B. Invariantnost of modular vector models // Mathematical modelling in mechanical engineering: Theses of reports. 1-st all-Union school- Tolyatti, 1990. p. 70-71.

## INVARIANCY OF VECTOR MODELS IN MODELLING TOOTH GEARINGS

© 2009 B. B. Kosenok

Samara State Aerospace University

Bases of a method of mathematical modelling are resulted, statement of a problem of necessity of modelling tooth pumps is made, the analysis of possible construction of the vector model describing a surface of a tooth, the variant of construction of vector models with use of "intermediate" arguments of model is chosen. The given research proves a technique of modelling of tooth gearings on the basis of a method of mathematical modelling the vector closed contours and shows the some advantages of similar modelling.

*Vector, contour, model, modules, tooth gearings, tooth, tooth pumps, invariancy*

### Информация об авторах

**Косенок Борис Борисович**, кандидат технических наук, доцент кафедры Основ конструирования машин Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. +79608120751, (846)-9261056. E-mail: [borkos@yandex.ru](mailto:borkos@yandex.ru). Область научных интересов: исследование механизмов.

**Kosenok Boris Borisovich**, Candidate of Technical Scientific, the senior lecturer of faculty of the Basis of designing of machines of Samara state aerospace university. Phone: +79608120751, (846)-926-10-56. E-mail: [borkos@yandex.ru](mailto:borkos@yandex.ru). Area of research: methods of research and composition of mechanisms.

УДК 621.9.048.6

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МЕТЧИКОВ ПРИ НАРЕЗАНИИ РЕЗЬБ С ПРИМЕНЕНИЕМ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ

© 2009 В. В. Головкин, В. Н. Трусов

Самарский государственный технический университет

Приведены сравнительные исследования метчиков при обычном резьбонарезании и нарезании резьб с ультразвуком, в том числе метчиками с износостойкими покрытиями.

*Метчик, ультразвук, работоспособность, стойкость, крутящий момент, износ, амплитуда ультразвуковых колебаний*

В современном машиностроении все более широкое применение находят жаропрочные, тугоплавкие титановые сплавы, обладающие особыми физико-механическими характеристиками. Механическая обработка указанных материалов, как правило, вызывает серьезные затруднения. В первую очередь, это связано с низкой производительностью и стойкостью инструмента. Особые проблемы возникают при обработке отверстий малого диаметра и нарезании внутренних резьб метчиками. В этом случае имеет место очень низкая стойкость метчиков и сам процесс обработки осуществляется вручную комплектом из трех метчиков специальной конструкции. Повысить эффективность процесса резьбонарезания и работоспособности инструмента возможно путем введения в зону резания энергии ультразвуковых колебаний. Учитывая вышеизложенное, были проведены специальные исследования влияния ультразвука на работоспособность метчиков при нарезании резьб малого диаметра. Для проведения исследования были разработаны и изготовлены специальные ультразвуковые установки, оснащенные пьезокерамическим преобразователем, позволяющим значительно сократить габариты и массу ультразвуковых устройств.

Сравнительную оценку работоспособности инструмента проводили в основном в зависимости от числа обработанных отверстий. В качестве критерия износа метчика был принят предельно-допустимый крутящий момент. Это позволило значительно упростить контроль состояния метчика и частично автоматизировать процесс обра-

тки, а также полностью исключить поломки метчиков.

На рис. 1 приведены результаты исследования зависимости  $M_{кр}$  от количества обработанных отверстий  $N$  при обычном и ультразвуковом нарезании резьбы М8 метчиками с покрытием TiN и без него.

Из приведенных данных следует, что при обычном нарезании количество обработанных отверстий значительно меньше, чем при ультразвуковом, причем метчики с

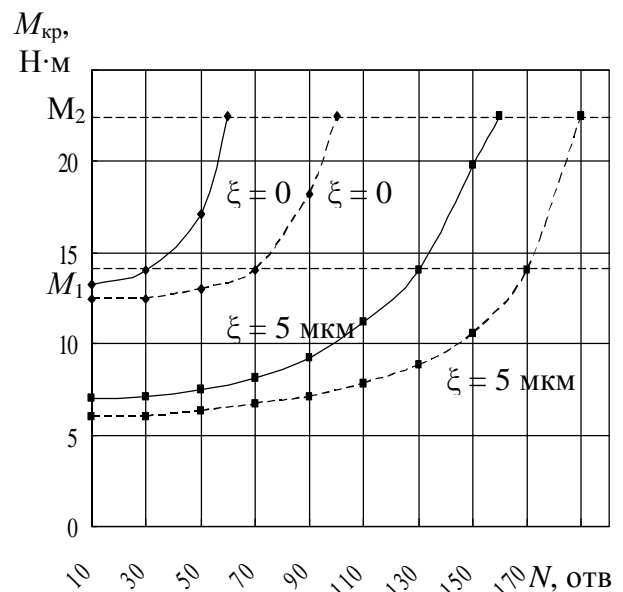


Рис. 1. Изменение  $M_{кр}$  в зависимости от обработанных отверстий  $N$  при нарезании резьбы М8 в сплаве ХН68ВМТЮК метчиками с покрытием TiN и без покрытия, ТС-сульфофрезол: 1 – метчик без покрытия TiN; 2 – метчик с покрытием TiN;  $M_1$  – крутящий момент, при котором происходит скол зубьев метчика;  $M_2$  – крутящий момент, при котором происходит объемное разрушение метчика

покрытием имеют большую стойкость в обоих случаях. Следует обратить внимание на то, что крутящий момент возрастает до определенного значения монотонно, а после происходит резкое увеличение его до критического значения момента, допускаемого прочностью метчика.

В процессе исследований было установлено, что резкое повышение крутящего момента сопровождалось интенсивным выкрашиванием и сколами зубьев. Это

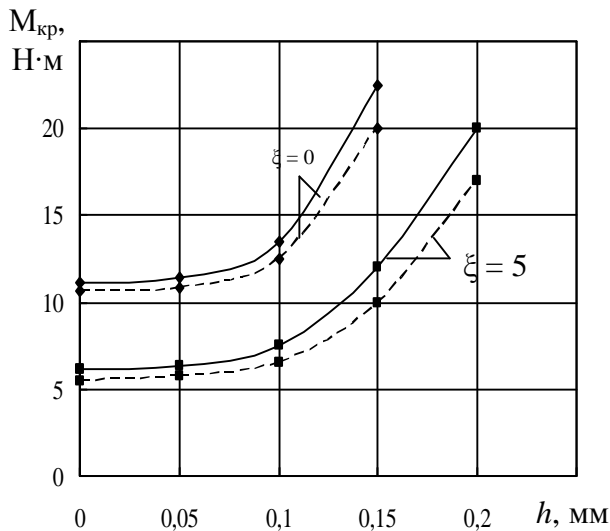


Рис. 2. Влияние износа метчика на  $M_{кр}$  при обработке сплава ЭП678-ВД: 1 – метчик без покрытия TiN; 2 – метчик с покрытием TiN

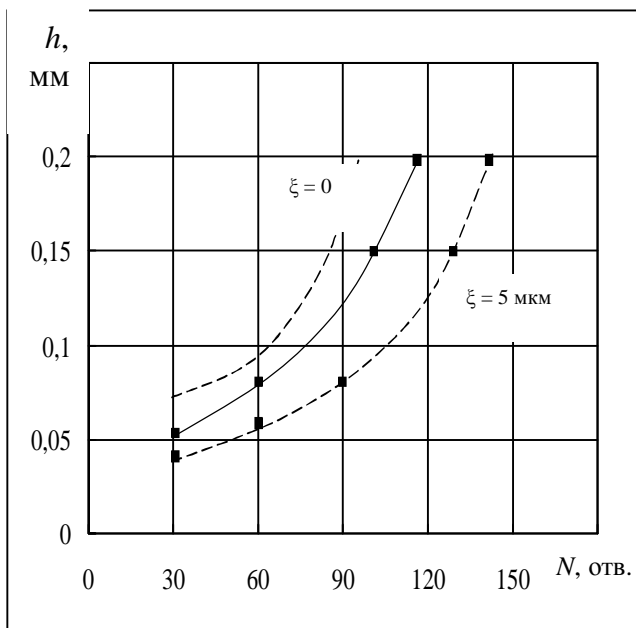


Рис. 3. Зависимость износа метчика от количества обработанных отверстий (материал ЭП678-ВД): 1 – метчик без покрытия TiN; 2 – метчик с покрытием TiN

является нежелательным, т.к. при последующих переточках перо значительно уменьшается и суммарная стойкость метчика снижается. Поэтому в качестве предельно-допускаемого значения крутящего момента принят момент, при котором начинается выкрашивание режущих кромок метчика. Значения  $M_{кр.доп.}$  определяли опытным путем:  $M_{кр.доп.} = 0,6 \dots 0,7 M_{кр.разр.}$ . Указанный принцип реализован в установке, позволяющей производить кратковременное реверсирование при срабатывании предохранительной муфты, настроенной на  $M_{кр.выкр.}$ , т.е. возможно имитировать ручное нарезание резьбы. В данном случае режущий инструмент используется в оптимальных условиях.

На рис. 2 приведены результаты изменения  $M_{кр}$  метчика в зависимости от величины износа  $h$  по задней поверхности зуба метчика.

На рис. 3 приведены результаты влияния на величину износа  $h$  по задней поверхности зуба метчика количества обработанных отверстий  $N$  (резьба М8х1,25;  $V = 1,8$  м/мин, СОЖ-касторовое масло). Анализируя приведенные на рис. 2 и рис. 3 зависимости, можно сделать следующие выводы. При ультразвуковой обработке повышение крутящего момента до предельных значений происходит при значительно большем износе зубьев метчика, при этом при обработке метчиком с покрытием значительного изменения в характере роста крутящего момента не обнаружено.

Однако, если учесть, что допустимый износ  $h$  при обработке метчиком с покрытием наступает значительно позднее, чем при обработке обычным метчиком, то наиболее предпочтительной является ультразвуковая обработка метчиками с износостойкими покрытиями.

На рис. 4 приведены исследования стойкости метчиков в зависимости от скорости резания  $V$  при обработке сплава Х12Н22ТЗМР метчиком М8.

Из приведенных графиков видно, что увеличение скорости приводит к снижению работоспособности метчиков.

Наиболее высокой стойкостью обладают метчики с покрытием при

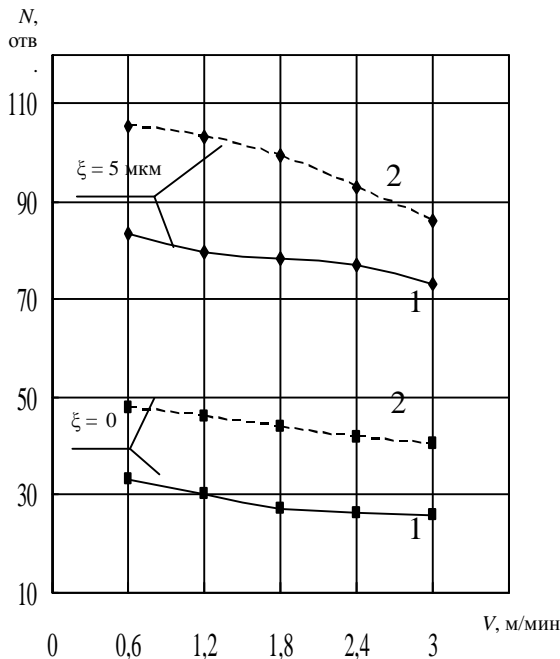


Рис. 4. Влияние скорости резания на стойкость метчика М8 при обработке сплава Х12Н22ТЗМР, ТС-сульфофрезол: 1 – метчик без покрытия TiN; 2 – метчик с покрытием TiN

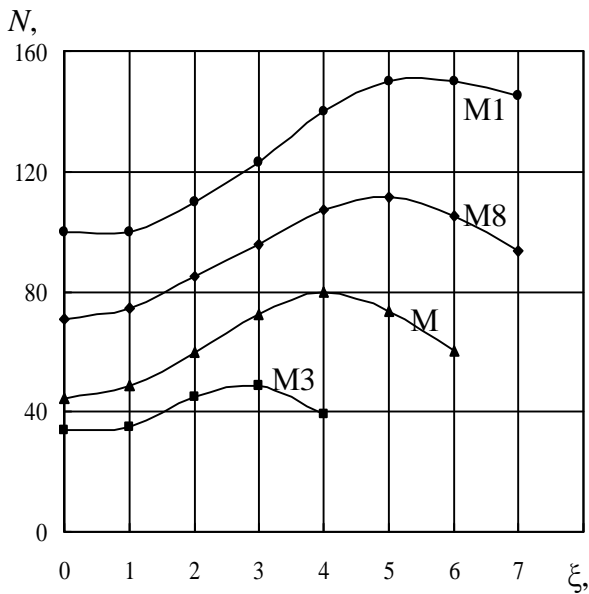


Рис. 5. Влияние амплитуды колебаний на стойкость метчиков (материал Х12Н22ТЗМР, V = 1,2 м/мин, ТС-сульфофрезол)

сообщении им оптимальных ультразвуковых колебаний, при этом количество обработанных отверстий в 3..4 раза больше, чем при обычной обработке метчиком без износостойкого покрытия.

Повышение работоспособности метчиков в данном случае связано с уменьшением силовых факторов, действующих на рабочих поверхностях инструмента, отсутствием нароста и защемления метчика, активацией технологической среды, а также рядом других факторов.

Кроме того, применение покрытий позволяет значительно повысить физико-механические характеристики рабочих поверхностей инструмента, особенно твердость и износостойкость, что позволяет дополнительно повысить стойкость метчиков на 20...40%.

На рис. 5 приведены результаты исследования влияния величины амплитуды ультразвуковых колебаний на стойкость метчиков различных типоразмеров. Из представленных данных видно, что значения оптимальной амплитуды колебаний для метчиков М3 и М12 различны. Эта закономерность не является случайной, т.к. с точки зрения снижения крутящего момента амплитуда колебаний должна быть максимальной и ограничивающим фактором, в данном случае, является прочность зубьев метчика. Так как прочность зубьев у различных типоразмеров метчиков различна, то и значения оптимальной амплитуды колебаний также

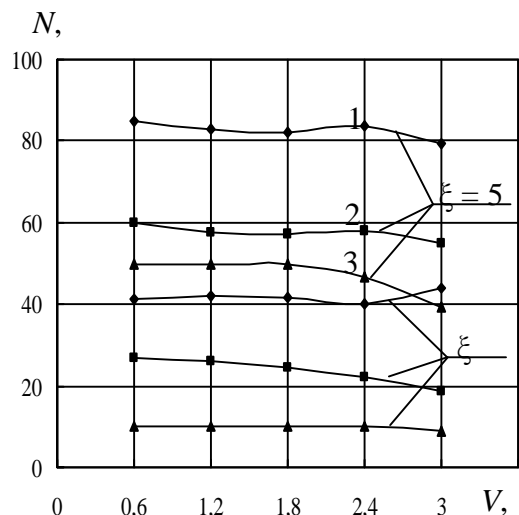


Рис. 6. Влияние скорости резания V на стойкость при обработке комплектом метчиков М6 (сплав КВК-26, ТС – олеиновая кислота): 1 – 1-й метчик; 2 – 2-й метчик; 3 – 3-й метчик

неодинаковы и должны выбираться с учетом типоразмера метчика.

Так, например, для метчиков М3-М6 следует принять амплитуду колебаний не 6 мкм, как для метчиков М8-М12, а несколько меньше – 3...4 мкм.

На рис. 6 приведены исследования стойкости метчиков М6 (первого, второго и третьего) при различных режимах обработки. Следует отметить, что обработка производилась сразу первым, или сразу вторым и третьим метчиками. Из приведенных данных видно, что при обработке сразу последним метчиком из комплекта работоспособность инструмента резко снижается. Применять нарезание резьб сразу полнопрофильным метчиком возможно только в случае ультразвуковой обработки, хотя в данном случае стойкость по сравнению с первым метчиком значительно ниже.

На рис. 7 показаны результаты исследования стойкости метчиков при обработке сначала первым, а затем третьим

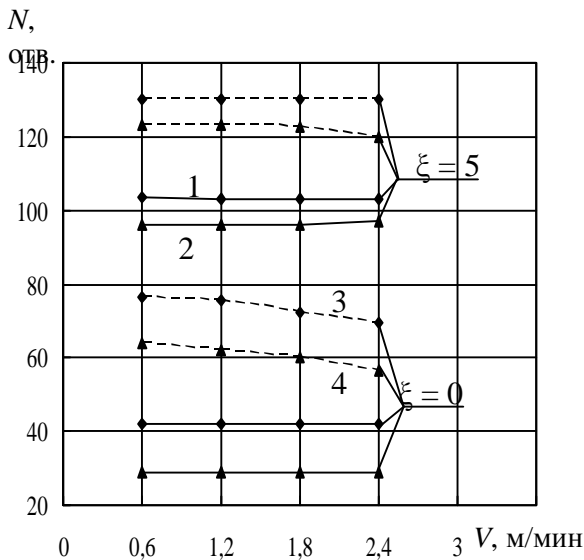


Рис. 7. Влияние скорости резания  $V$  на стойкость при обработке комплектом метчиков М6 без покрытия TiN и с покрытием TiN (сплав 26Х2ГСНВМБР, ТС – олеиновая кислота): 1 – 1-й метчик; 2 – 3-й метчик; 3 – 1-й метчик с покрытием; 4 – 3-й метчик с покрытием

метчиком. Как видно из приведенных зависимостей, стойкость метчиков при ультразвуковой обработке примерно одинакова, при обычной – у третьих метчиков несколько ниже. Также наиболее

высокая стойкость наблюдалась у метчиков с покрытием TiN при обработке с ультразвуком. Очевидно, что ультразвуковая обработка оказывается более эффективной, чем просто обработка метчиками с износостойкими покрытиями.

На рис. 8 представлены результаты исследования влияния диаметра отверстия под резьбу на стойкость при обработке сплава ЭП678-ВД метчиком М8.

Как видно из приведенных зависимостей, увеличение диаметра отверстия под резьбу приводит к значительному увеличе-

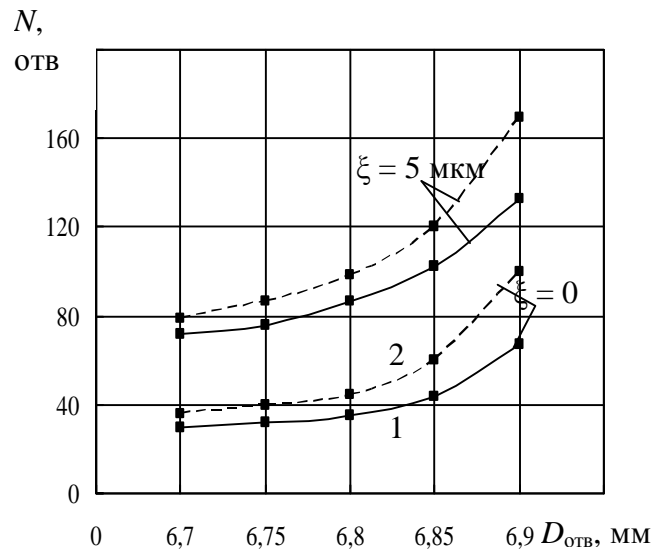


Рис. 8. Работоспособность метчиков в зависимости от диаметра отверстия под резьбу М8 (сплав ЭП678-ВД, ТС – сульфозрезол): 1 – метчик без покрытия TiN; 2 – метчик с покрытием TiN

нию стойкости инструмента, что связано с уменьшением толщины среза, в результате чего уменьшаются силы, действующие на режущую часть метчика.

Следует отметить, что при наложении ультразвуковых колебаний снижение стойкости с уменьшением диаметра отверстия под резьбу происходит менее интенсивно, чем при обычной обработке.

На рис. 9 приведены результаты влияния заднего угла  $\alpha$  на стойкость метчика при нарезании глухих резьб в накидных гайках из сплава Х12Н22ТЗМР метчиком М12.

Как видно из представленных графиков, с увеличением заднего угла работоспособность инструмента падает. Это объясняется уменьшением прочности зуба и защемлением корней стружек, образованных

режущими зубьями последующего пера метчика, а также попаданием под затылованные зубья срезанной стружки.

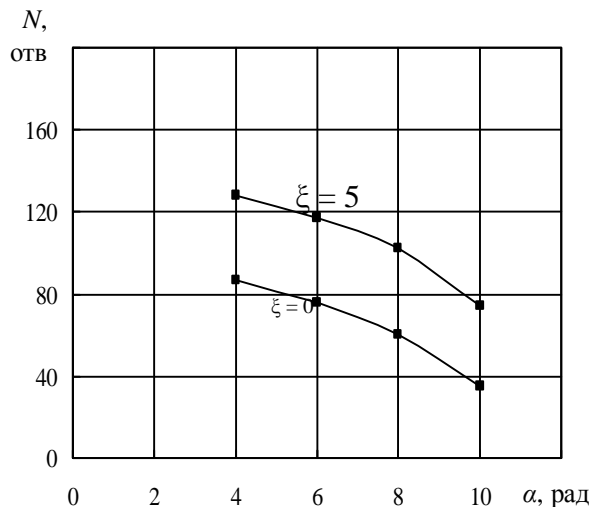


Рис. 9. Влияние заднего угла  $\alpha$  на работоспособность метчика M12 (сплав X12H22T3MP, ТС – сульфифрезол)

В результате, как правило, происходит скол зубьев, даже при обработке незначительного количества отверстий. Поэтому с точки зрения работоспособности инструмента необходимо применять для глухих резьб метчики с минимальными задними углами. При наложении на метчик осевых ультразвуковых колебаний происходит уменьшение кинематического заднего угла, что также приводит к повышению работоспособности инструмента.

Таким образом, при наложении ультразвуковых колебаний работоспособность инструмента повышается в 3...6 раз, причем лучшие результаты получены при использовании метчиков с износостойкими покрытиями.

## RESEARCH FUNCTIONALITY SEREWING TAP BY ULTRASOUND OSCILLATION

© 2009 V. V. Golovkin, V. N. Trusov

Samara State Technical University

Parallel resealing screwing tap ultras with regular screw cutting and screw cutting and screwier tap witty wear protein.

Tap, Ultrasound, working capacity, firmness, twisting moment, deterioration, Amplitude of ultrasonic fluctuations

### Информация об авторах

**Головкин Валерий Викторович**, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного технического университета. Тел. (846) 263-31-01. E-mail: [isap@samgtu.ru](mailto:isap@samgtu.ru). Область научных интересов: повышение эффективности механической обработки путем применения ультразвука.

**Трусов Владимир Николаевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой Самарского государственного технического университета. Тел. (846) 333-34-53. E-mail: [isap@samgtu.ru](mailto:isap@samgtu.ru). Область научных интересов: повышение эффективности механической обработки.

**Golovkin Valery Victorovich**, the doctor of engineering sciences, associate professor of "Instrumental systems and service of cars" department of Samara State Technical University. Phone: (846) 263-31-01. E-mail: [isap@samgtu.ru](mailto:isap@samgtu.ru). Area of research: Increase of efficiency of tooling by application of ultrasound.

**Trusov Vladimir Nikolayevich**, doctor of technical sciences, chain professor of Samara State Technical University. Phone: (846) 333-34-53. E-mail: [isap@samgtu.ru](mailto:isap@samgtu.ru). Area of research: Increasing efficiency mechanical operation.

УДК 629.7.036.3

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПРОМЫВКИ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА ГТД

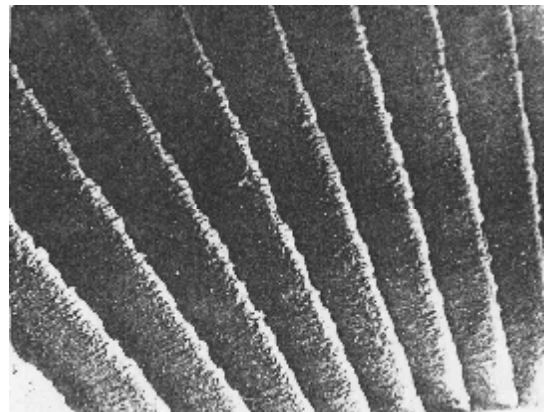
© 2009 Б. М. Силаев<sup>1</sup>, Е. Н. Мальцев<sup>2</sup><sup>1</sup> Самарский государственный аэрокосмический университет<sup>2</sup> Самарское конструкторское бюро машиностроения

Проведено теоретическое обоснование конструктивной схемы устройства для промывки газоздушного тракта газотурбинного двигателя (ГТД). Показана взаимосвязь конструкции устройства с геометрическими параметрами входной части двигателя и параметрами воздушного потока, приведены расчетные соотношения для определения основных параметров устройства.

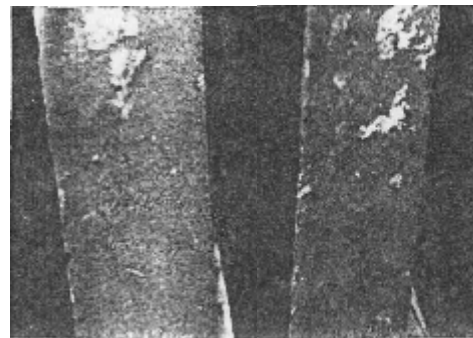
*Устройство для промывки газоздушного тракта газотурбинного двигателя, коллектор, форсунка, угол распыла*

Газотурбинные двигатели (ГТД), эксплуатируемые как в авиации, так и в условиях наземного применения, подвержены загрязнению газоздушного тракта. Это приводит к изменению геометрии проточной части двигателя и вызывает ухудшение его энергетических характеристик – снижение расхода воздуха через двигатель, давления за компрессором, мощности и к.п.д. Так, например, газотурбинные двигатели НК-12СТ, используемые в качестве привода нагнетателя газа в магистральных газопроводах нашей страны и за рубежом, после возвращения из эксплуатации без промывки газоздушного тракта могут иметь отложения посторонних веществ на роторных деталях толщиной до 1 мм и на проточной части статора до 3 мм [1,2]. Для иллюстрации сказанного на рис.1 приведены фотографии элементов газоздушного тракта ГТД НК-12СТ с отложением загрязняющих веществ.

Проведенный параметрический контроль работы двигателя НК-12СТ в составе газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц-6,3 показал, что эксплуатация двигателя в указанных условиях обуславливает непрерывное снижение его топливно-энергетических характеристик до наработки 1500...2000 часов, после чего наступает стабилизация показателей экономичности. При этом максимальная потеря мощности может достигать 15%, эффективного к.п.д. 2,5%, а расход топливного газа, на котором работает двигатель, может возрасти до 10%.



а



б

Рис.1. Элементы газоздушного тракта ГТД с отложением загрязняющих веществ:  
а – на лопатках направляющего аппарата;  
б – на лопатках ротора

Работа двигателя с отложением загрязняющих веществ на деталях проточной части кроме указанного приводит к дополнительному нагружению опор качения ротора и деталей газоздушного тракта, а также вызывает коррозионно-механическое повреждение (изнашивание) его элементов. Все это обуславливает снижение надежности

указанных элементов конструкции и ресурса двигателя.

В настоящее время разработка и внедрение высокоэффективных средств и методов предотвращения загрязнений газоздушного тракта ГТД представляют собой значительные технические трудности из-за нерешенности ряда теоретических вопросов, требуют больших материальных затрат и не гарантируют полного эффекта. Поэтому для восстановления характеристик экономичности газотурбинного двигателя и снижения нагруженности его опор и элементов конструкции, а следовательно, повышения его надежности, признано целесообразным проведение периодической промывки тракта двигателя на режимной работе.

Известные технические решения по промывке газоздушного тракта ГТД, как показали эксперименты, не обеспечивают требуемой эффективности и приемлемой экономичности, т.к. выбор параметров процесса промывки и устройства для её проведения базируется на экспериментальном методе проб и ошибок. Так, известные устройства выполнены или в виде отдельной распылительной форсунки, подводящей промывочную жидкость на вход в ГТД [1], либо в виде кольцевого коллектора, расположенного снаружи входного диффузора и снабженного рядом форсунок для подвода жидкости в тракт двигателя [2]. Сопла форсунок для подвода промывочной жидкости в указанных устройствах расположены радиально или в направлении вдоль канала по потоку. Расположение сопел по потоку приводит к значительно неравномерному распылу промывочной жидкости по всему сечению тракта, при этом участки лопаток, расположенные ближе к втулочной части ротора, и сама втулочная часть остаются неочищенными. При расположении сопел радиально существенно возрастает давление подачи промывочной жидкости, что обуславливает повышенный расход её и не гарантирует требуемой эффективности промывки в смысле тщательного удаления загрязнений со всех участков промываемой поверхности тракта и сокращения времени проведения промывки.

Очевидно, решение по созданию эффективного и экономичного метода про-

мывки и устройства для его реализации лежит в сфере рассмотрения взаимосвязей основных параметров промывочной жидкости и воздушного потока на входе в ГТД и конструктивных характеристик его входной части и устройства для промывки. Указанные взаимосвязи получены на основе решения оптимизационной задачи по выбору оптимальных параметров процесса промывки – давления жидкости  $P_{жс}$  в коллекторе 1 (см. рис.2) и перепада давления  $\Delta P_{\phi}$  на форсунке 2 – и основных параметров устройства для проведения промывки – диаметра форсунки  $d_{\phi}$  и угла  $\alpha_v$  (положения оси форсунки относительно образующей диффузора) – из условия минимизации вектора скорости  $V_{жс}$  промывочной жидкости, обеспечивающей одновременно высокое качество промывки и экономичность в смысле тщательного удаления загрязнений со всех участков промываемой поверхности тракта, сокращения времени проведения промывки и общего расхода промывочной жидкости. Разработка метода промывки и устройства для его реализации проведено на базе а.с. №1244994 [3] и №1598535 [4].

Рассмотрим решение этой задачи. Найдем взаимосвязь скоростей жидкости  $V_{жс}$  и воздушного потока  $V_{\phi}$  через угол  $\beta_v$  между вектором суммарной скорости  $V_{\Sigma}$  и вектором  $V_{\phi}$  (см. рис.2). Для этого из треугольника скоростей по теореме синусов выразим скорость  $V_{жс}$  как функцию угла  $\alpha_v$ , т.е.

$$V_{жс(\alpha_v)} = V_{\phi} \sin \beta_v / \sin(\alpha_v + \beta_v). \quad (1)$$

Выразив в (1)  $\sin(\alpha_v + \beta_v)$  через тангенс половинного угла, получим

$$V_{жс(\alpha_v)} = V_{\phi} \frac{\sin \beta_v \left( 1 + \operatorname{tg}^2 \left[ \frac{(\alpha_v + \beta_v)}{2} \right] \right)}{2 \operatorname{tg} \left[ \frac{(\alpha_v + \beta_v)}{2} \right]} \quad (2)$$

Найдем критические точки  $V_{жс}(\alpha_v)$ . Так как из выражения (2) имеем производную по углу  $\alpha_v$ :

$$\frac{dV_{жс(\alpha_v)}}{d\alpha_v} = \frac{V_{\phi} \sin \beta_v \left( \operatorname{tg}^2 \left[ \frac{(\alpha_v + \beta_v)}{2} \right] - 1 \right)}{4 \sin^2 \left[ \frac{(\alpha_v + \beta_v)}{2} \right]},$$



то, решив уравнение  $\operatorname{tg}^2\left[\frac{(\alpha_V + \beta_V)}{2}\right] - 1 = 0$ , получим связь между углами треугольника скоростей  $\alpha_V$  и  $\beta_V$  (см. рис.2) в виде

$$\alpha_V = \pm 90^\circ - \beta_V. \quad (3)$$

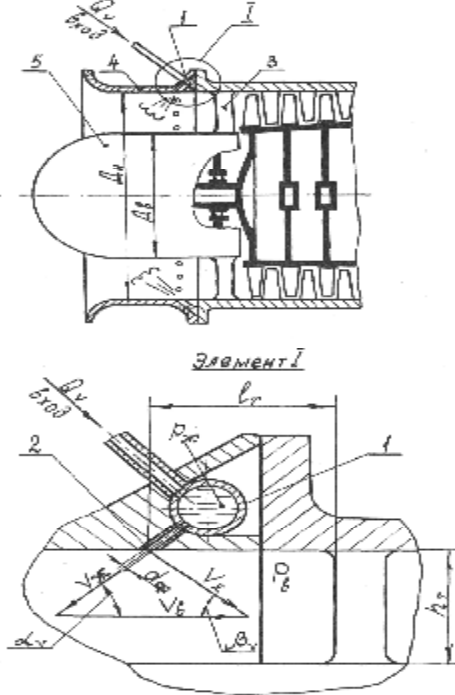


Рис.2. Конструктивная схема устройства для промывки проточной части газотурбинного двигателя

Отсюда можно видеть, что  $dV_{жс}(\alpha_V)/d\alpha_V$  не существует в точках  $\alpha_V = 0^\circ$  и  $\alpha_V = 180^\circ$ , т.к. в этих случаях направление вектора суммарной скорости  $V_\Sigma$  было бы параллельным направляющим лопаткам, т.е. угол  $\beta_V$  между скоростями  $V_\Sigma$  и  $V_6$  должен бы равняться  $90^\circ$ , а это не имеет смысла. Таким образом, угол  $\alpha_V = \pm 90^\circ - \beta_V$  является критической точкой функции  $V_{жс}(\alpha_V)$ , причем  $\beta_V \neq 90^\circ$ , поскольку  $\alpha_V = 0^\circ$  и  $\alpha_V = 180^\circ$  не входят в область определения данной функции.

Из отношения (1) с учетом (3) получим

$$V_{жс \min} = V_6 \sin \beta_6 / \sin(\pm 90^\circ - \beta_6 + \beta_6) = V_6 \sin \beta_V, \quad (4)$$

т.е. для заданного угла  $\beta_V$  в точке  $\alpha_V = \pm 90^\circ - \beta_V$  функция  $V_{жс}(\alpha_V)$  имеет минимум для рассматриваемой конструктивной схемы, определяющей треугольник

скоростей на входе в двигатель. Угол  $\beta_V$  определяется направлением суммарной скорости  $V_\Sigma$ , т.е.  $\beta_V = \operatorname{arctg} h_T / l_T$ , где  $h_T$  - высота направляющего аппарата 3,  $l_T$  - расстояние от осей форсунок 2 на выходе до направляющего аппарата 3 (см. рис.2). Имея это в виду, зависимости (3) и (4) можно выразить как

$$\alpha_V = \pm 90^\circ - \operatorname{arctg} h_T / l_T, \quad (5)$$

$$V_{жс \min} = V_6 \sin(\operatorname{arctg} h_T / l_T). \quad (6)$$

Все другие значения углов  $\alpha_V$  и  $\beta_V$  приведут к тому, что некоторая часть тракта при найденном значении  $V_{жс \min}$  останется непромытой, либо, чтобы этого не произошло, необходимо будет увеличивать  $V_{жс}$  и, следовательно, увеличивать давление подачи промывочной жидкости и время промывки, что приведет к увеличению расхода жидкости.

Найдем давление жидкости  $P_{жс}$  в коллекторе I (см. рис.2) и перепад давления  $\Delta P_\phi$  на форсунке 2, которые должны обеспечивать  $V_{жс \min}$  согласно (6). Для этого выразим расход жидкости через форсунку по известной зависимости

$$Q_{V(\phi)} = \mu_\phi \frac{\pi d_\phi^2}{4} \sqrt{2(P_{жс} - P_6) / \rho}, \quad (7)$$

где  $\mu_\phi$  и  $d_\phi$  - коэффициент расхода и диаметр отверстия форсунки,  $\rho$  - плотность промывочной жидкости при её фактической температуре.

В первом приближении можем записать также:

$$Q_{V(\phi)} = \mu_\phi V_{жс \min} \pi d_\phi^2 / 4. \quad (8)$$

Поставив в (8) значение скорости  $V_{жс \min}$  из (6), и приравняв правые части (7) и (8), после преобразований получим

$$P_{жс \min} = \frac{\rho V_6^2 \sin^2(\operatorname{arctg} h_T / l_T)}{2} + P_6, \quad (9)$$

$$\Delta P_{\phi \min} = P_{жс \min} - P_6 =$$

$$= \frac{\rho V_6^2 \sin^2(\operatorname{arctg} h_T / l_T)}{2}. \quad (10)$$

Далее найдем диаметр отверстия форсунки  $d_\phi$ , который обеспечивал бы

$V_{ж\text{ min}}$ . Для этого из (8) с учетом (6) определим

$$d_\phi = \sqrt{\frac{4Q_{V(\phi)}}{\pi\mu_\phi V_\phi \sin(\text{arctgh}_T/l_T)}} \quad (11)$$

Выразим в (11) расход  $Q_{V(\phi)}$  через форсунку как отношение общего расхода  $Q_V$  к числу форсунок  $i$ , т.е.

$$Q_{V(\phi)} = \frac{Q_\phi}{i} \quad (12)$$

Общий расход  $Q_V$  найдем из предположения, что омываемую площадь поперечного сечения на входе в направляющий аппарат 3 (рис.2) непрерывно в течение всего времени промывки покрывает динамический слой промывочной жидкости, т.е. постоянно поддерживаемая в процессе промывки за счет подачи жидкости определенная ее толщина  $t_d$  в единицу времени (м/с) на всей промываемой площади поперечного сечения

$$A_T = \pi(D_H^2 - D_6^2),$$

где  $D_H$  - внутренний диаметр диффузора 4 двигателя,  $D_6$  - диаметр обтекателя 5. С учетом этого можно записать:

$$Q_{V(\phi)} = \frac{\pi(D_H^2 - D_6^2) \cdot t_d}{4} \quad (13)$$

Тогда соотношение для диаметра форсунки после постановки в (11) выражения (12) с учетом (13) и последующих преобразований будет иметь вид

$$d_\phi = \sqrt{\frac{(D_H^2 - D_6^2) \cdot t_d}{i\mu_\phi V_\phi \sin(\text{arctgh}_T/l_T)}} \quad (14)$$

Число форсунок  $i$  в (14) можно найти из соотношения  $i = 360^\circ/\gamma_\phi$ , где  $\gamma_\phi = 10^\circ \div 20^\circ$  - угол распыла струйной форсунки [5]. Коэффициент расхода  $\mu_\phi$  выбирается в зависимости от отношения длины  $l_\phi$  цилиндрической части отверстия форсунки к диаметру  $d_\phi$ . Так, при  $l_\phi/d_\phi = 0,5 \div 1$  коэффициент  $\mu_\phi = 0,6 \div 0,65$ ; при  $l_\phi/d_\phi > 2$  коэффициент  $\mu_\phi = 0,75 \div 0,85$ .

Толщина динамического слоя  $t_d$  определяется экспериментально, так для

двигателя НК-12СТ указанная толщина  $t_d = (0,8 \div 1,5) \cdot 10^{-3}$  м/с. Остальные параметры в (14) известны, они находятся как геометрические и кинематические параметры во входной части ГТД.

В процессе промывки двигателя промывочная жидкость подается под оптимальным расчетным давлением в коллекторе 1  $P_{ж}$ , определенным по зависимости (9), откуда она под расчетным перепадом давления  $\Delta P_\phi$  через отверстия диаметром  $d_\phi$  форсунок 2, найденном из соотношения (14), выбрасывается во входную зону двигателя под оптимальным углом  $\alpha_v$ , определенным по (5). Указанные оптимальные параметры обеспечивают минимальную из возможных расчетную скорость струи жидкости  $V_{ж\text{ min}}$  согласно (6), обеспечивающую при этом полный охват распыляемой жидкостью всего поперечного сечения газозвоздушного тракта двигателя, чем и достигается необходимая эффективность промывки.

### Библиографический список

1. Акционерная заявка Японии №48 – 26083, МКИ F 0207/04. опубликовано 25.06.72
2. Патент Великобритании № 1258315, МКИ F 0207/04. опубликовано 30.09.71
3. А.С.1244994 СССР, МКИ F 0207/00. Устройство для промывки газо-воздушного тракта газотурбинного двигателя / Заров Г.З., Степанов Н.И., Силаев Б.М. и др. (СССР). - №3745626/25; заявлено 25.05.84; зарегистрировано 15.05.86. – 2с.
4. А.С.1598535 СССР, МКИ F 0207/00. Способ промывки газо-воздушного тракта газотурбинного двигателя / Силаев Б.М., Ермаков А.А., Степанов Н.И. и др. (СССР). - №4469895; заявлено 02.08.88; зарегистрировано 09.06.90 – 2с.
5. Васильев, А.П. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей / А.П. Васильев [и др.] – М.: Высшая школа, 1967. – 675 с.

6. Синярев, Г.Б. Жидкостные ракетные двигатели / Г.Б. Синярев, М.В. Добровольский. – М.: Оборонгиз, 1957. – 580 с.

### References

1. The joint-stock application of Japan №48 – 26083, МКИ F 0207/04. It is published 25.06.72

2. The patent of the Great Britain № 1258315, МКИ F 0207/04. It is published 30.09.71

3. The copyright certificate 1244994 USSR, МКИ F 0207/00. the air-gas tract rinsing device for gas turbine engine / Zarov G.Z., Stepanov N.I., Silaev B.M. и др. (USSR). -

№3745626/25; It is declared 25.05.84; it is registered 15.05.86. – 2p.

4. The copyright certificate 1598535 USSR, МКИ F 0207/00. Way of washing of an air-gas tract gas turbine engine / Silaev B.M., Ermakov A.A., Stepanov N.I. и др. (USSR). - №4469895; It is declared 02.08.88; it is registered 09.06.90 – 2p.

5. Vasil'ev A.P., Kudriavcev V.I., Kuznetsov V.A. Bases of the theory and calculation of liquid rocket engines. – М.: The higher school, 1967. – 675 p.

6. Siniarev G.B., Dobovol'skii M.V. Liquid rocket engines. – М.: Oborongis, 1957. – 580 p.

## THE ORETICAL SUBSTANTIATION OF THE CONSTRUCTIVE SCHEME OF THE AIR-GAS TRACT RINSING DEVICE FOR GTE

© 2009 В. М. Silaev<sup>1</sup>, Е. N. Mal'tsev<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University

<sup>2</sup>SKBM

The theoretical substantiation of the constructive scheme of the air-gas tract rinsing device for gas turbine engine (GTE) is lead. The interrelation of device construction with geometrical parameters of engine entrance part and parameters of an air stream is shown, calculated proportion for evaluation of key parameters of the device are resulted.

*The air-gas tract rinsing device for gas turbine engine, a collector, an atomizer, a spray angle*

### Информация об авторах

**Силаев Борис Михайлович**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры Основы конструирования машин Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 263-67-22, 267-46-09. Область научных интересов: трение и изнашивание деталей машин.

**Мальцев Евгений Николаевич**, ведущий инженер Самарского конструкторского бюро машиностроения. Тел. (846) 227-37-93. E-mail: [Malcev\\_e@rambler.ru](mailto:Malcev_e@rambler.ru). Область научных интересов: испытания ГТД.

**Silaev Boris Mihailovich**, Doctor of Engineering Science, professor of the principal machine construction Faculty of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 263-67-22, 267-46-09. Area of research: friction and strain ageing of the machine elements.

**Malcev Evgenij Nikolaevich**, principal engineer of SKBM. Phone: (846) 227-37-93. E-mail: [Malcev\\_e@rambler.ru](mailto:Malcev_e@rambler.ru). Area of research: testing gas turbine engine.

УДК 629.7.015.4

## ВОПРОСЫ МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ ДЛЯ МАТЕРИАЛОВ И ДЕТАЛЕЙ СОВРЕМЕННЫХ ГТД

© 2009 А. Н. Петухов

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва

Рассматриваются проблемы учёта на этапах выбора конструкционных материалов, особенностей технологии изготовления деталей и эксплуатационных факторов, влияющих на многоцикловую усталость.

*Долговечность, многоцикловая усталость (МнЦУ), фреттинг, фреттинг-усталость, допустимые дефекты, напряжённо - деформированное состояние*

Статистика показывает, что более 60% прочностных дефектов, возникающих при доводке и в эксплуатации ГТД, связаны с усталостными разрушениями [1-3] и вызваны повышенным уровнем вибрационных напряжений. По оценке ВВС США затраты на устранение дефектов в ГТД от МнЦУ составляют сотни миллионов долларов в год.

Важнейшим требованием, предъявляемым к прочностным характеристикам конструкционных материалов для основных деталей ГТД, применяемых при проектировании деталей, является обеспечение статистически достоверных характеристик по критериям длительной прочности, циклической долговечности и многоцикловой усталости МнЦУ, определяемым по параметрам кривых для долговечностей  $N \gg 5 \cdot 10^7$  циклов для среднего значения предела выносливости с вероятностью неразрушения  $\sigma_{-1} - 2 \sigma_p$ .

### **Методы и виды испытаний конструкционных материалов для получения достоверных характеристик МнЦУ**

При формировании заготовок деталей сложной формы разные зоны заготовок существенно различаются по степени деформации материала (например, ступица, полотно и обод диска), что отражается и на свойствах МнЦУ.

Перед запуском в производство заготовок необходима проверка фактически реализуемых в них прочностных свойств материала в наиболее критичных зонах как с точки зрения последствий последующего технологического процесса, так и условий эксплуатации.

С этой целью из критичных зон заготовки детали, где наиболее резко проявляются последствия воздействия на неё операций

повышенного риска и действуют максимальные эксплуатационные нагрузки, вырезают образцы для определения реальных механических свойств заготовки [3].

Дополнительно отрицательные последствия операций повышенного риска проявляются при действии эксплуатационных нагрузок в сочетании с влиянием окружающей среды и температуры. Следствием этого будет снижение (или потеря) коррозионной стойкости у всеклиматических сталей, длительной прочности, жаростойкости и пластичности у жаропрочных сплавов и др.

Кроме того, в производстве необходима система контроля процесса производства и регламентация параметров поверхностного слоя детали. Поэтому испытания на МнЦУ деталей должны проводиться в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным по напряжённо - деформированному состоянию (НДС) и температуре.

Обычно в качестве объектов испытаний для дорогостоящих натуральных деталей (дисков, валов и др.) используют элементы, вырезанные из наиболее напряжённой зоны конструкции с сохранением поверхностного слоя детали, полученного при её серийной обработке, и критических зон конструкции, включающих пазы, галтели, отверстия и т.п. Допускается проводить исследования на специальных модельных образцах, повторяющих конфигурацию критических элементов. При этом технология их изготовления должна полностью соответствовать технологии изготовления натурной детали [1-4].

Схемы нагружения конструкций элементов, вырезанных из различных частей дисков ГТД, и условия испытаний на МнЦУ (при нормальной или повышенных темпера-

турах) могут быть реализованы:

- при консольном симметричном изгибе элемента ободной части диска турбины;
- 4-х точечном асимметричном изгибе элемента ободной части диска;
- асимметричном консольном изгибе элемента (с сохранением концентраторов напряжений и поверхности) полотна или ободной части диска.

Перед испытаниями необходимо провести расчётную оценку НДС исследуемого элемента методом МКЭ и экспериментальные исследования НДС опасных зон с помощью тензометрирования. Практика показывает, что без опытного определения значений влияния на МнЦУ реальной детали конкретных конструктивных и технологических факторов нельзя с высокой достоверностью прогнозировать её предел выносливости.

Вероятность разрушения деталей с учётом всех силовых факторов должна быть ниже  $1 \times 10^{-7}$  на час полета и удовлетворять требованиям к безопасности на уровне системы полностью. Дополнительно надёжность характеристик МнЦУ для материала должна подтверждаться стендовыми испытаниями двигателя. Полученные при испытаниях результаты оцениваются с применением методов статистического анализа, а характер и виды разрушений - с использованием металлографических и фрактографических методов исследования.

Обязательным условием при испытаниях является необходимость воспроизведения повреждений материала, которые присущи ему в исходном состоянии при наличии:

- типичных допустимых дефектов, связанных с процессами получения полуфабрикатов (литья, штамповки и т.д.) и свойствами поверхностного слоя, характерного для окончательно готовых деталей;
- дефектов, возникающих в процессе эксплуатации от раздельного или совместного воздействия МнЦУ и МЦУ, фреттинга, фреттинг-усталости, повреждений посторонними предметами и т.п.;
- коррозии и других факторов, вызванных окружающими условиями, воздействие которых приводит к снижению характеристик прочности материала (характеристик МнЦУ, МЦУ, термического и термомехани-

ческого нагружения, статической и циклической ползучести, изменения условий работы двигателя и др.).

#### **Методы оценки повреждений, допустимых в эксплуатации**

Степень повреждения материала, которую необходимо учитывать в процессе проектирования, включает анализ результатов расчетов для всех критических условий (с учётом накопленного опыта проектирования и эксплуатации), которые могут ограничивать долговечность материала детали или привести к условиям, требующим введения периодического контроля или замены детали («на крыле» или при ремонте) через установленные интервалы.

При прогнозировании снижения значений свойств материала до уровня минимально допустимых для детали учитывают возможные комбинации амплитуды средних и переменных или эквивалентных значений напряжений для условий сложного (многоосного) напряженного состояния. Для этого необходимо располагать диаграммами предельных амплитуд напряжений, построенными по статистически достоверным результатам испытаний образцов из конкретного материала (с характерной технологией изготовления) при различных асимметриях цикла нагружения с соответствующими концентраторами напряжений и эксплуатационными температурами для долговечностей  $N = 5 \cdot 10^7$  циклов.

Допускаемый уровень переменных напряжений должен обеспечить детали, получившей в эксплуатации повреждение, надёжное продолжение эксплуатации по критериям МЦУ и МнЦУ в течение установленного промежутка между контролями.

Повреждения, накопленные в детали за промежуток между сроками проведения контроля или периодического регламентного обслуживания, должны рассматриваться с точки зрения их влияния на степень снижения МЦУ и МнЦУ материала детали, а также возможных последствий разрушения.

Это требует знания характеристик кинетики развития усталостных трещин (рис.1).

Интенсивное поверхностное упрочнение, увеличивая инкубационный период распространения трещины, сопровождается ростом скорости её развития.

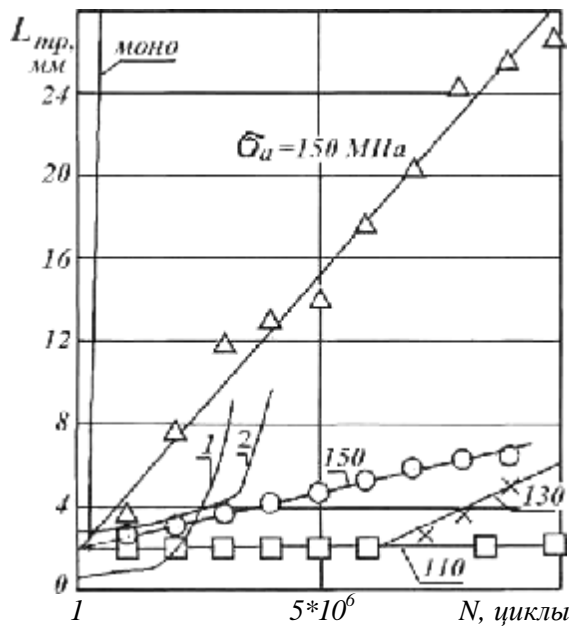


Рис.1. Диаграммы кинетики развития трещин: Сплав ХН77ТЮР:  $\circ, \square$  - электрополирование;  $\Delta, \times$  - обдувка дробью; 1 - сплав ВТ8; 2 - сталь 13Х11Н2В2МФ

### Влияния фреттинга на МнЦУ деталей

Фреттинг, или фреттинг-коррозия, - это процесс, возникающий при циклическом нагружении в зоне контакта деталей, образующих между собой пресовое или малоподвижное соединение.

Величина амплитуды относительных перемещений деталей  $A_p$  в зоне контакта, достаточная для возникновения процесса, находится в пределах упругих деформаций поверхностного слоя детали.

Минимальная амплитуда  $A_p$ , при которой наблюдается процесс, может не превышать  $100 \text{ \AA}$ , а при  $A_p \approx 200...300 \text{ мкм}$  доминирующим становится процесс фреттинг - износа.

В то же время степень повреждения поверхностного слоя в зависимости от величины  $A_p$  неоднозначна, так как она определяется не только величиной давления в зоне контакта  $p$ , но и свойствами материала контактирующих деталей [3... 7].

При воздействии на малоподвижное соединение эксплуатационных нормальных сил  $N$  и тангенциальных  $F_p$  сопряжённые поверхности смещаются с амплитудой  $\pm A_p$ ; при этом у границ контакта образуются частицы материала повреждённых поверхностей, суб- и микротрещины [5, 10].

Далее эти процессы циклически повторяются, но при этом (рис. 2):

1) увеличивается количество продуктов повреждения контактирующих поверхностей;

2) меняются размеры и места участков активного контакта и зон влияния, а прямой контакт сопряжённых деталей может переходить в контакт через продукты повреждения (износа), возникают и развиваются вне зон контакта каверны ( $a$ );

3) в зонах циклического контакта постоянно возникают условия для образования и развития суб- и микротрещин ( $b$ ,  $в$ ) или абразивного износа, способствующего удалению микротрещин.

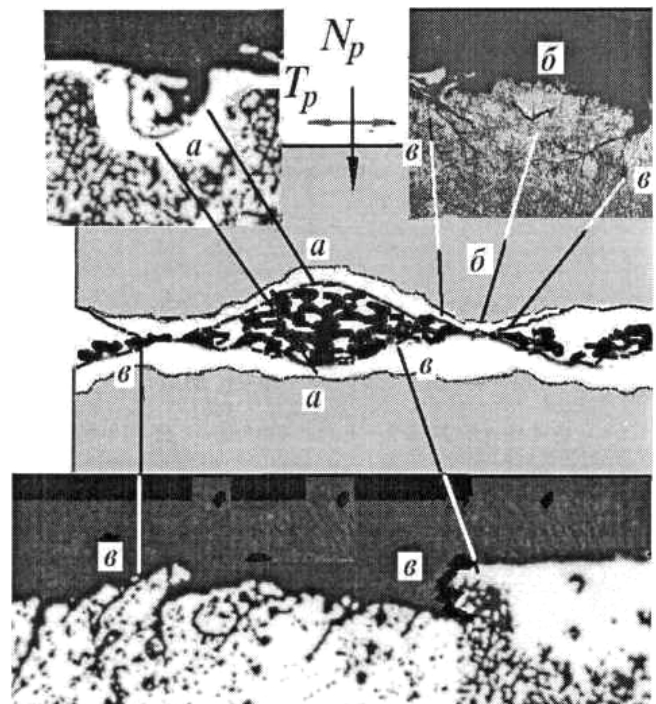


Рис.2. Схема процесса фреттинга и размещения зон с типичными повреждениями в виде образования каверн ( $a$ ), подслоиных ( $b$ ) и поверхностных ( $в$ ) усталостных трещин

Начальные усталостные трещины, являясь потенциально источниками концентрации напряжений и находясь в зоне локального контакта длительное время, могут удаляться абразивными частицами, развиваться до макротрещин и периодически выходить из зоны локального контакта. При этом НДС в этих зонах контакта постоянно изменяется.

В отличие от традиционного процесса износа, когда сопряжённые детали имеют однонаправленное перемещение, при фреттинге однозначной корреляции между механическими свойствами материалов, на-

пример по параметру твердости, и процессом фреттинг-износа или сопротивлением фреттинг-усталости обнаружить не удаётся.

Было показано, что основной причиной разрушения замковых соединений является фреттинг-усталость. Об этом свидетельствуют [3, 5]:

- распределение переменных напряжений на контактной грани, полученные при тензометрировании хвостовика;

- зоны повреждения фреттингом и положение сечения, где группируются разрушения.

Среднее значение эффективного коэффициента концентрации напряжений при фреттинг-усталости для замковых соединений составляет  $K_c^{фр} = 3,5 \dots 4,5$  [3...5, 10].

Установлено, что величина предела фреттинг-выносливости замкового соединения, зависит:

- от механических свойств и природы применяемых материалов;

- конструктивного вида сопряжения выступа диска с хвостовиком лопатки;

- напряжённости поверхности контакта хвостовика, которая в значительной мере определяется углом наклона контактной грани и др.

Именно эти факторы оказывают основное влияние на величину предела фреттинг-выносливости замкового соединения лопаток компрессора ЭУ.

По сравнению с перечисленными факторами менее значимым оказался уровень напряжений смятия: двухкратное его повышение сопровождалось снижением предела фреттинг-выносливости [3,5...7,10], примерно на 10%.

При проектировании и расчёте деталей, образующих малоподвижные или пресовые соединения, в частности замковые соединения типа ласточкин хвост, нередко акцентируют внимание на местных контактных напряжениях, определяемых МКЭ. Однако применение стандартного расчёта МКЭ не позволяет вычислить такие напряжения точно, тем более учесть особенности процесса фреттинг-усталости.

Установлено, что предел фреттинг-выносливости соединения зависит от конструктивного вида сопряжения выступа диска с хвостовиком лопатки, а напряжённость хвостовика и поверхности контакта в значи-

тельной мере определяется углом наклона контактной грани. Именно эти факторы оказывают основное влияние на величину предела фреттинг-выносливости замкового соединения лопаток компрессора.

По сравнению с перечисленными факторами двукратное повышение давления сопровождается снижением предела фреттинг-выносливости [3,5,6] примерно на 10%. Кроме того, при проектировании малоподвижных соединений и расчетах напряжений необходимо учитывать сродство или различие применяемых материалов, изотропию и анизотропию их свойств [8, 9].

### **Внедрение перспективных конструкционных материалов**

Выбранные для применения конструкционные материалы должны:

- быть паспортизованными, т.е. иметь статистически достоверные прочностные характеристики;

- иметь освоенные технологические процессы производства деталей из них;

- подтверждение положительными результатами в условиях производства при их изготовлении;

- положительные результаты применения их при эксплуатации деталей.

Например, к используемым для лопаток турбин современных ГТД монокристаллическим конструкционным материалам предъявляются высокие требования по эксплуатационным свойствам, т.к. деталям из них должны быть гарантированы в течение всего расчётного эксплуатационного ресурса двигателя высокие характеристики по критериям длительной прочности, ползучести, МЦУ и МнЦУ; трещиностойкости (низкой скорости развития трещины), сопротивлению газовой коррозии и коррозии под напряжением; термомеханической усталости и др.

Кроме того, в отличие от лопаток из традиционных изотропных (поликристаллических) материалов, для лопатки из монокристаллов при проектировании необходимо помнить об анизотропии свойств кристалла, которые изменяются по осям ориентации как по главным, так и вторичным [7].

Возможны изменения положения осей

ориентации материала под воздействием на деталь как эксплуатационных нагрузок, так и технологических процессов изготовления, а отклонения основных осей могут превышать  $10^\circ$  от номинального значения.

Отклонения осей ориентации могут сопровождаться снижением сопротивления усталости, характеристик ползучести и скорости роста трещины.

Поэтому ориентация первичных и вторичных осей должна одинаково тщательно контролироваться в процессе производства и учитываться при проектировании детали.

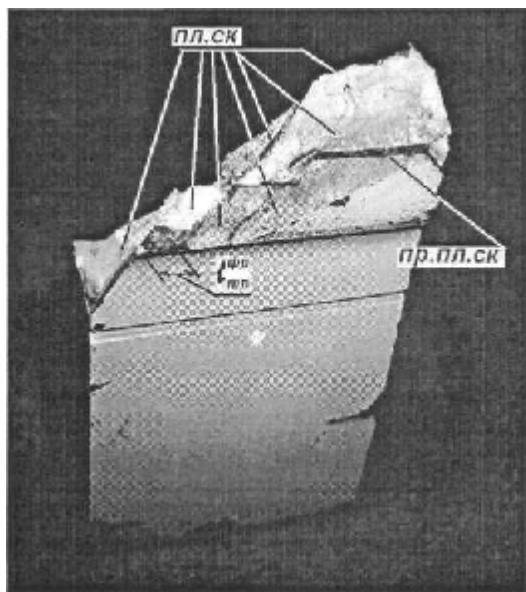


Рис.3. Характер разрушения плоского образца из моносплав

Анизотропия свойств монокристаллов наиболее ярко выражается при умеренных температурах, что в первую очередь проявляется в смешанном характере разрушений, так как наиболее «слабым звеном» оказываются плоскости скольжения, по которым происходит ускоренный рост усталостных трещин в кристалле (рис. 3).

Очагом разрушения явилась начальная трещина от фреттинг-усталости длиной  $l_{тр}^{фр}$ , от которой начались разрушения по плоскостям скольжения (на рис. 3 - *пл. ск.*), а одна из них - продольная (*пр.пл.ск.*).

Подобные разрушения наблюдались при испытаниях образцов и лопаток из моносплавов как при симметричном изгибе (ЖС30) [7, 8], так и при растяжении - сжатии ( $In 100$ ) [9] при умеренных температурах ( $610...650^\circ\text{C}$ ). Это явление обостряет проблему обеспечения сопротивления МНЦУ зам-

ковых соединений лопаток, изготовленных из монокристаллических сплавов, требуя разработки мероприятий, исключающих разрушения сколом, что осложняет вопрос о возможности эффективного применения демпферов для лопаток.

Подобные разрушения вызваны высокой чувствительностью монокристалла к повреждениям, в частности фреттингом, следствием которого при умеренных температурах являются разрушения сколом по плоскостям скольжения. Отсутствие межзёрненных границ, тормозящих развитие трещин, и снижение величины разрушающих напряжений по плоскостям скольжения, примерно в 5 раз, способствуют многократному росту скорости распространения усталостных трещин.

Таким образом, обеспечение отсутствия в эксплуатации разрушений от МНЦУ требует комплексных исследований конструкционных материалов и решения широкого круга проблем, связанных как с МНЦУ, так и с исследованием процессов возникновения, накопления и развития повреждений до критических размеров.

Для эксплуатации ГТД и энергетических машин при наличии в деталях дефектов, не достигающих критических размеров, необходимо применение диагностических средств объективного контроля за кинетикой развития дефектов и обоснованное назначение сроков ревизии опасных зон в конструкции.

#### Библиографический список

1. Кузнецов, Н.Д. Надёжность машин/ Н.Д.Кузнецов//Научные основы прогрессивной техники и технологии. – М.: Машиностроение, 1986. – С.87-97.
2. Кузнецов, Н.Д. Технологические методы повышения надёжности деталей машин: справочник/ Н.Д. Кузнецов, В.И. Цейтлин.-М.: Машиностроение, 1993. -304 с.
3. Петухов, А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД/ А.Н. Петухов. – М.: Машиностроение, 1993. – 240 с.
4. Петухов, А.Н. Многоцикловая усталость материалов и деталей газотурбинных двигателей/ А.Н. Петухов// Проблемы прочности. – 2005. -№3 (375). -С.5-21.
5. Петухов, А.Н. Метод оценки предела выносливости деталей при фреттинг- коррозии/ А.Н. Петухов // Проблемы прочности



и динамики в двигателестроении. - Вып. 3. - М.: 1985. - С. 225 – 238. (Тр. ЦИАМ; № 1109).

6. Петухов, А.Н. Усталость замковых соединений лопаток компрессора/А.Н. Петухов. - М.: ЦИАМ, 1987. (Тр. №1213). -36с.

7. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов / Шалин Р.Е. [и др.]-М.: Машиностроение, 1997.-336 с.

8. Петухов, А.Н. Физические, технологические и конструктивные аспекты сопротивления многоциклового усталости литых деталей из жаропрочных никелевых сплавов с заданной кристаллографической структурой/ А.Н. Петухов // Вибрации в технике и технологиях. Киев, 2004. -№5 (37). -С. 6-9.

9. Farris, T.N. High Temperature Fretting Fatigue of Single Crystal Nickel/ T.N. Farris, H. Murthy// Proc.10<sup>th</sup> Nation. Turbine Engine HCF Conference, New Orleans. LA, March 8-11, 2005. -P.123-134.

10. Петухов, А.Н. Механизм фреттинг и фреттинг-усталость высоконагруженных малоподвижных соединений ГТД и ЭУ/ А.Н. Петухов // Вопросы авиационной науки и техники. Сер.: Авиационное двигателестроение. - М.: ЦИАМ, 2008. (ЦИАМ/ Труды 1338). - 210 с.

#### References

1. Kuznecov N.D. Reliability Machin. M.: Machinostroenie. 1986. P.87-97.

2. Kuznecov N.D., Ceitlin V.I., Wolkov V.I. Technological Method rise of Reliability Component Machin. Reference book. M.: Machinostroenie. 1993. 304 p.

3. Petukhov A.N. High-cycle Fatigue GTE Component. M.: Machinostroenie.1993. 240 p.

4. Petukhov A.N. High-cycle Fatigue Materifls and GTE Component./ Problems of Durablity. 2005, №3 (375). P.5-21

5. Petukhov A.N. Method appraisal Fretting Fatigue Limit Stress Component, // Problems of Durablity and Dynamics GTE. D. 3. M. : CIAM, 1985. (W. /CIAM; № 1109). P. 225 – 238.

6. Petukhov A.N. High-cycle Fatigue join Blede of Compressor. M.: CIAM. 1987(CIAM / W. №1213). 36p.

7. Single Crystal Nickel / Shalin R.E., Svetlov I.L., Kachanov E.B. M.: Machinostroenie, 1997. 336 p.

8. Petukhov A.N. Physical, technological and constructional aspect High-cycle Fatigue Component of Single Cystal Nickel. Vibration of Technique and Technology , №5 (37), Kiev.2004. P. 6-9

9. Farris T. N., Murthy H. High. Temperature Fretting Fatigue of Single Crystal Nickel // Proc.10<sup>th</sup> Nation. Turbine Engine HCF Conference, New Orleans. LA, March 8-11, 2005.S.123-134

10. Petukhov A.N. Mechanism Fretting and Fretting Fatigue highladen join GTE. M.: CIAM. 2008. (CIAM / W./ №1338). 210 p.

## QUESTIONS OF HCF FOR MATERIALS AND DETAILS MODERN GTE

© 2009 A. N. Petukhov

Central Institute of aviation Motors, Moscow,

Account problems at stages of a choice of constructional materials of features of manufacturing techniques of details and the operational factors influencing HCF are considered

*Fatigue life, high-cycle fatigue (HCF), fretting, fretting-fatigue, admissible defect, stress deformation state*

#### Информация об авторах

**Петухов Анатолий Николаевич**, доктор технических наук, профессор, начальник отдела Центрального института авиационного моторостроения. E-mail: [petukhov.an@mail.ru](mailto:petukhov.an@mail.ru). Область научных интересов: процессы фреттинг-усталости и фреттинг-коррозии материалов и деталей.

**Petukhov Anatoliy Nikolaevich**, Professor, department chief “High-cycle Fatigue Materials and GTE Component” of Central Institute of aviation Motors, Moscow. E-mail: [petukhov.an@mail.ru](mailto:petukhov.an@mail.ru). Area of research: fretting, fretting-fatigue, admissible defect, stress deformation state.

УДК 536.24.08

## ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ МЕТОДОМ НАИМЕНЬШИХ КВАДРАТОВ

© 2009 А. В. Овчинников, Е. К. Красночуб, В. М. Бронштейн

Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс»

Рассмотрен частный случай применения метода наименьших квадратов (МНК). Проведен анализ соответствия наилучшим решениям полученных ранее без применения МНК формул для коэффициентов теплообмена при движении жидкости в трубах. Предложены новые аналитические зависимости для определения указанных коэффициентов теплообмена.

*Метод наименьших квадратов, обработка экспериментальных данных, коэффициент теплообмена, движение жидкости в трубах, критерии подобия*

Метод наименьших квадратов предполагает нахождение функциональных зависимостей, или моделей, аппроксимирующих экспериментальные данные с наилучшим приближением [1, 2].

Применяются аддитивные, мультипликативные и другие сложные функциональные зависимости, которые можно представить в виде некоторых аддитивных функций с первым членом разложения в виде постоянной величины.

Существенной особенностью МНК является то обстоятельство, что этот метод обработки экспериментальных данных минимизирует абсолютные отклонения экспериментальных точек до аппроксимирующей кривой.

Равенство нулю суммы отклонений от искомой функциональной зависимости, вытекающее из условия минимизации суммы квадратов отклонений, свидетельствует о том, что аппроксимирующая кривая (в рамках выбранной математической модели) является наилучшим приближением к истинной функциональной зависимости между экспериментальными значениями переменных.

Предположим, что искомая зависимость выражается функцией

$$\hat{y} = f(x, A_1, A_2, \dots, A_m) \quad (1)$$

где  $A_1, A_2, \dots, A_m$  – параметры.

Между рассчитанными по модели значениями  $\hat{y}$  и экспериментальными точками  $y_i$  будут наблюдаться отклонения

$$\Delta y = y_i - \hat{y}. \quad (2)$$

Требование минимального разброса соответствует требованию минимального значения суммы квадратов отклонений:

В случае принятия модели в виде мультипликативной функции

$$\hat{y} = D \cdot a^l \cdot b^m \cdot c^p \quad (3)$$

целесообразно искать не минимум суммы квадратов отклонений функций, а минимум суммы квадратов отклонений логарифмов этих же функций:

$$\sum_{i=1}^n [\ln y_i - \ln(D \cdot a^l \cdot b^m \cdot c^p)]^2. \quad (4)$$

Из условий минимума получаем систему уравнений для определения наилучших значений параметров:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n [\ln D + l \ln a_i + m \ln b_i + p \ln c_i] &= \sum_{i=1}^n \ln y_i; \\ \sum_{i=1}^n [\ln D + l \ln a_i + m \ln b_i + p \ln c_i] \ln a_i &= \sum_{i=1}^n \ln y_i \cdot \ln a_i; \\ \sum_{i=1}^n [\ln D + l \ln a_i + m \ln b_i + p \ln c_i] \ln b_i &= \sum_{i=1}^n \ln y_i \ln b_i; \\ \sum_{i=1}^n [\ln D + l \ln a_i + m \ln b_i + p \ln c_i] \ln c_i &= \sum_{i=1}^n \ln y_i \ln c_i. \end{aligned} \quad (5)$$

Решая систему (5), определяем значения параметров  $D, l, m, p$ . Значения величин  $y_i, a_i, b_i, c_i$  определяются непосредственно из опытов.

Первое уравнение системы (5) можно представить как сумму разностей логарифмов экспериментальных отсчетов  $y_i$  и логарифмов значений «истинной» (наилучшей) функциональной зависимости

$$\hat{y} = D \cdot a^l \cdot b^m \cdot c^p: \quad \sum_{i=1}^n [\ln y_i - (\ln D + l \ln a_i + m \ln b_i + p \ln c_i)] = 0. \quad (6)$$

Равенство нулю указанной суммы, т. е. суммы отклонений от искомой функцио-

нальной зависимости, свидетельствует о том, что функция  $\hat{y} = D \cdot a^l \cdot b^m \cdot c^p$  является наилучшим приближением (в рамках выбранной модели) к истинной функциональной зависимости между экспериментальными значениями переменных.

На примере решения задач по экспериментальному определению коэффициентов теплообмена при движении жидкости в трубах рассмотрим, насколько некоторые выведенные ранее формулы [3–12] для расчета коэффициентов теплообмена соответствуют наилучшим решениям. Формулы, которые мы будем анализировать (табл. 1, 2), были получены графическим или численным методом без применения МНК. В табл. 3 для различных режимов течения и теплообмена и положения труб в пространстве по материалам работы академика М. А. Михеева [3] с использованием МНК предложены аналитические зависимости для определения рас-

четных зависимостей критерия  $Nu$  и его среднеквадратичные отклонения. Приведены также среднеарифметические отклонения критерия Нуссельта

$$\Delta N = \pm \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{Nu_{\text{опыт}} - Nu_{\text{расчет}}}{Nu_{\text{расчет}}} \cdot 100\%, \quad (7)$$

где  $i=1, 2, \dots, n$  – число опытов.

Среднеарифметические отклонения при расчетных значениях критерия Нуссельта, определенных методом наименьших квадратов (вариант 1) до 2...5 порядков меньше рассчитанных с использованием формулы М. А. Михеева (вариант 2) [3] и по абсолютной величине составляют меньше 0,001-0,01, т. е. практически равны 0.

Среднеарифметические отклонения критериев Нуссельта, рассчитанные с использованием формул [4, 7, 11] (табл. 2) находятся на уровне 0,1...0,5.

Таблица 1 – Расчетные формулы для определения среднего значения коэффициента теплообмена по длине трубы. Режим движения теплоносителя в круглых трубах – ламинарный

Источник	Расчетная формула
3	$Nu_z = [0,74(Re Pr)_z^{0,2} + K(\beta_2 \delta t)]^{0,02} (Gr Pr)_z^{0,1}$ ; $Re_{жс} < 2300$ ; $2 \cdot 10^3 \leq Re_z Pr_z \leq 10^4$ K – коэффициент, определяющий направления свободного и вынужденного движений
7	$Nu = 1,55 \left( Pe \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_{жс}} \right)^{-0,14}$ – вязкое течение; $Nu_{d,жс} = 0,15 Re_{d,жс}^{0,33} Pr_{жс}^{0,33} (Gr_{d,жс} Pr_{жс})^{0,1} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$ – вязкостно-гравитационный режим; $\frac{l}{d} \geq 50$
8	$Nu_{жс} = 13,2 Pe_{жс}^{0,23} \left( \frac{l}{d} \right)^{-0,5}$ ; $Nu_{жс} = 0,05 Pe \frac{x}{d} + 3,66$ (решение Нуссельта-Гребера при сведении полученного ими общего решения к первому члену (уравнение 40 [6]))
9	$Nu = 1,61 \left( Pe \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}}$ ; $Pe \left( \frac{d}{l} \right) > 12$ ; $Nu = 3,66$ ; $Pe \left( \frac{d}{l} \right) \leq 12$ ; $Re < 2300$
11	$Nu_{d,жс} = 1,4 \left( Re_{d,жс} \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr_{жс}^{0,33} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$ ; $\frac{l}{d} > 10$ ; $Re_{жс} > 10$ ; $0,06 < \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} < 10$
12	По Зидеру и Тейту (температура стенки постоянная; $\mu$ – принимается при средней температуре): $Nu = 1,86 Re^{\frac{1}{3}} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$

Таблица 2 – Расчетные формулы для определения среднего значения коэффициента теплообмена по длине трубы. Режим движения теплоносителя в круглых трубах – турбулентный

Источ-ник	Расчётная формула
3	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$ ; $Re_{жс} > 10000$
4, 7, 11	$Nu_{d,жс} = 0,021 Re_{d,жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$ ; $\frac{l}{d} \geq 50$
5	$Nu = 0,031 Re^{0,8} Pr^{0,4}$ ; $\frac{l}{d} > 50$
6	$Nu = \frac{\xi_{жс} Re_{жс} Pr_{жс} \left( \frac{\mu_c}{\mu_{жс}} \right)^{-n}}{4,5 \sqrt{\xi_{жс}} \left( Pr_{жс}^{\frac{2}{3}} - 1 \right) + 1,07}$ , $n = 0,11$ при нагревании; $n = 0,25$ при охлаждении; $\xi$ определяется из уравнения: $\frac{1}{\sqrt{\xi}} = 1,82 \lg Re - 1,64$
8	$Nu = 0,024 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,35}$
9	При нагревании ( $T_c > T_0$ ): $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,06}$ При нагревании ( $T_c < T_0$ ): $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$ $Pr < 100$ для капельных неметаллических жидкостей; $Nu, Pr, Re$ вычисляются при средней температуре; $Pr_c$ – при средней температуре стенки
10	Упрощенные формулы: $Nu = \xi Pe Pr \left[ 40 \sqrt{\xi} \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) + 8 \right]^{-1}$ ; $Pr < 100$ ; $Nu = 0,035 Pe Pr^{0,25} \sqrt{\xi}$ ; $Pr > 100$ . Формула Нуссельта-Крауссольда: $\xi$ – коэффициент гидравлического сопротивления. $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$ (удовлетворительные результаты)
12	$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33}$

Показатели степеней при критерии  $Re$  в предлагаемых формулах (вариант 1) при турбулентном режиме составляют 0,8...0,9, при ламинарном – 0,1...0,3. По литературным данным (табл. 1, 2) эти данные соответственно составляют 0,8...1,0 и 0,2...0,4. Значения критериев Нуссельта, рассчитанные по предлагаемым формулам (вариант 1) и по форму-

лам М. А. Михеева (вариант 2), отличаются на 2...10 %. Среднеквадратичные отклонения, рассчитанные при различных расчетных значениях критерия Нуссельта по предлагаемым формулам (вариант 1), меньше, чем рассчитанные с использованием формулы М. А. Михеева [3, 4, 7, 11].

Таблица 3 – Обработка экспериментальных данных (варианты 1, 2 означают: 1 – предлагаемый в настоящей работе; 2 – предлагаемый в работе [3])

Источник, режим вынужденного движения, положение трубы	Процесс теплообмена	Вариант	Формулы для определения расчетного значения $Nu$	Среднеарифметическое отклонение критерия $Nu$ , %	Среднеквадратичное отклонение критерия $Nu$ , %
1	2	3	4	5	6
[1], табл. 1, стр. 63-67; турбулентная область движения, труба горизонтальная	Охлаждение	1	$Nu_{жс} = 0,0205 Re_{жс}^{0,825} Pr_{жс}^{0,372} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,105}$	0,0470	1,06
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	1,5980	1,25
	Нагревание	1	$Nu_{жс} = 0,0169 Re_{жс}^{0,851} Pr_{жс}^{0,42} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,084}$	0,0507	1,70
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	0,3945	3,27
	Охлаждение. Нагревание	1	$Nu_{жс} = 0,0271 Re_{жс}^{0,811} Pr_{жс}^{0,329} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,27}$	0,0786	1,31
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	1,1718	1,39
[1], табл. 2, стр. 63-67; турбулентная область движения, труба вертикальная; вынужденное движение – сверху вниз	Охлаждение Свободно-конвективное движение – сверху вниз	1	$Nu_{жс} = 0,0342 Re_{жс}^{0,789} Pr_{жс}^{0,3} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,199}$	0,0204	1,09
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	2,0145	1,58
	Нагревание Свободно-конвективное движение – снизу вверх	1	$Nu_{жс} = 0,0219 Re_{жс}^{0,864} Pr_{жс}^{0,09} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,36}$	0,0810	2,95
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	0,1055	4,73
	Охлаждение Нагревание	1	$Nu_{жс} = 0,0265 Re_{жс}^{0,803} Pr_{жс}^{0,426} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,195}$	0,0806	2,13
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	1,2509	2,06

1	2	3	4	5	6
[1], табл. 3, стр. 63-67; турбулентная область движения, труба вертикальная; вынужденное движение – снизу вверх	Охлаждение Свободно-конвективное движение – сверху вниз	1	$Nu_{жс} = 0,0298 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,315} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,161}$	0,0174	1,46
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	4,5225	2,59
	Нагревание Свободно-конвективное движение – снизу вверх	1	$Nu_{жс} = 0,0103 Re_{жс}^{0,907} Pr_{жс}^{0,308} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,268}$	0,0520	3,35
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	4,1279	5,08
	Охлаждение Нагревание	1	$Nu_{жс} = 0,0235 Re_{жс}^{0,813} Pr_{жс}^{0,432} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,141}$	0,0561	2,30
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	0,4856	2,63
[1], табл. 2 и 3, стр. 63-67; турбулентная область движения, труба вертикальная	Охлаждение Нагревание	1	$Nu_{жс} = 0,0247 Re_{жс}^{0,808} Pr_{жс}^{0,438} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,163}$	0,0799	1,64
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	0,9639	1,60
[1], табл. 1, 2 и 3, стр. 63-67; турбулентная область движения, труба гориз., верт.	Охлаждение Нагревание	1	$Nu_{жс} = 0,0278 Re_{жс}^{0,809} Pr_{жс}^{0,326} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,252}$	0,0900	1,07
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	0,2010	1,04
[1], табл. 4, стр. 63-67; переходная область движения, труба горизонтальная	Охлаждение	1	$Nu_{жс} = 0,0078 Re_{жс}^{0,917} Pr_{жс}^{0,408} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{-0,033}$	2,3553	0,25
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	18,7896	1,59
	Нагревание	1	$Nu_{жс} = 0,0046 Re_{жс}^{0,996} Pr_{жс}^{0,391} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,391}$	0,7631	0,28
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	18,8014	2,65
	Охлаждение Нагревание	1	$Nu_{жс} = 0,0063 Re_{жс}^{0,942} Pr_{жс}^{0,459} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,033}$	0,7097	0,31
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	18,7938	1,34

Продолжение табл. 3

1	2	3	4	5	6	
[1], табл. 5, стр. 63-67; переходная область движения, труба вертикальная; вынужденного движение – сверху вниз	Охлаждение Свободно-конвективное движение – сверху вниз	1	$Nu_{жс} = 0,0043 Re_{жс}^{0,996} Pr_{жс}^{0,194} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{-0,022}$	2,0426	0,44	
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	25,2483	4,39	
	Нагревание Свободно-конвективное движение – снизу вверх	1	$Nu_{жс} = 0,066 Re_{жс}^{0,881} Pr_{жс}^{0,84} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,075}$	4,7572	1,40	
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	4,6883	1,13	
	Охлаждение Нагревание	1	$Nu_{жс} = 0,0042 Re_{жс}^{0,951} Pr_{жс}^{0,751} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,049}$	0,2330	0,63	
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	14,0338	1,96	
	[1], табл. 6, стр. 63-67; переходная область движения, труба вертикальная; вынужденное движение – снизу вверх	Охлаждение Свободно-конвективное движение – сверху вниз	1	$Nu_{жс} = 0,0016 Re_{жс}^{0,955} Pr_{жс}^{1,34} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{-0,646}$	62,2348	7,31
			2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	8,4726	2,00
Нагревание Свободно-конвективное движение – снизу вверх		1	$Nu_{жс} = 0,0002 Re_{жс}^{1,32} Pr_{жс}^{0,563} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,114}$	11,1862	2,09	
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	26,4065	6,79	
Охлаждение Нагревание		1	$Nu_{жс} = 0,0045 Re_{жс}^{0,928} Pr_{жс}^{0,84} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{-0,234}$	1,9963	2,7	
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	18,4359	3,67	
[1], табл. 5 и 6, стр. 63-67; переходная область движения, труба верт.		Охлаждение Нагревание	1	$Nu_{жс} = 0,003 Re_{жс}^{1,026} Pr_{жс}^{0,487} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,012}$	0,9837	1,08
			2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	16,0147	1,92
[1], табл. 4, 5 и 6, стр. 63-67; переходная область движения, труба гориз., верт.	Охлаждение Нагревание	1	$Nu_{жс} = 0,0047 Re_{жс}^{0,975} Pr_{жс}^{0,471} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,023}$	0,1271	0,48	
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	17,7040	1,11	

1	2	3	4	5	6	
[1], табл. 7, стр. 63-67; ламинарная область движения, труба горизонтальная	Охлаждение	1	$Nu_z = 0,0603(Re Pr)_z^{0.122} (Gr Pr)_z^{0.333}$	0,3800	0,25	
		2	$Nu_z = 0,74(Re Pr)_z^{0.2} (Gr Pr)_z^{0.1}$	1,7655	0,26	
	Нагревание	1	$Nu_z = 0,1723(Re Pr)_z^{0.281} (Gr Pr)_z^{0.151}$	0,5082	0,34	
		2	$Nu_z = 0,74(Re Pr)_z^{0.2} (Gr Pr)_z^{0.1}$	2,2209	0,35	
	Охлаждение Нагревание	1	$Nu_z = 0,4326(Re Pr)_z^{0.272} (Gr Pr)_z^{0.095}$	0,4848	0,22	
		2	$Nu_z = 0,74(Re Pr)_z^{0.2} (Gr Pr)_z^{0.1}$	1,9985	0,22	
[1], табл. 8, стр. 63-67; ламинарная область движения, труба вертикальная; направление вынужденного движения сверху вниз	Охлаждение	1	$Nu_z = 0.9278(Re Pr)_z^{0.075} (Gr Pr)_z^{0.107} \times (\beta_z \delta t)^{-0.095}$	0,0307	0,04	
		2	$Nu_z = [0,74(Re Pr)_z^{0.2} - (\beta_z \delta t)^{0.02}] \times (Gr Pr)_z^{0.1}$	1,7013	0,34	
	Нагревание	1	$Nu_z = 3244,4214(Re Pr)_z^{0.134} \times (Gr Pr)_z^{-0.372} (\beta_z \delta t)^{0.152}$	0,0035	0,09	
		2	$Nu_z = [0,74(Re Pr)_z^{0.2} + (\beta_z \delta t)^{0.02}] \times (Gr Pr)_z^{0.1}$	65,8756	4,54	
	[1], табл. 9, стр. 63-67; ламинарная область движения, труба вертикальная; направление вынужденного движения снизу вверх	Охлаждение	1	$Nu_z = 0,6681(Re Pr)_z^{0.155} (Gr Pr)_z^{0.149} \times (\beta_z \delta t)^{-0.002}$	0,0051	0,10
			2	$Nu_z = [0,74(Re Pr)_z^{0.2} + (\beta_z \delta t)^{0.02}] \times (Gr Pr)_z^{0.1}$	62,3600	3,81
Нагревание		1	$Nu_z = 145,8402(Re Pr)_z^{0.153} \times (Gr Pr)_z^{-0.238} (\beta_z \delta t)^{-0.011}$	0,0169	0,12	
		2	$Nu_z = [0,74(Re Pr)_z^{0.2} - (\beta_z \delta t)^{0.02}] \times (Gr Pr)_z^{0.1}$	4,9180	0,41	
[1], табл. 8 и 9, стр. 63-67; ламинарная область движения, труба верт.	Направление подъемной силы совпадает с направлением вынужденного движения	1	$Nu_z = 0.7376(Re Pr)_z^{0.19} (Gr Pr)_z^{0.102} \times (\beta_z \delta t)^{0.043}$	0,0772	0,16	
		2	$Nu_z = [0,74(Re Pr)_z^{0.2} - (\beta_z \delta t)^{0.02}] \times (Gr Pr)_z^{0.1}$	3,4334	0,26	
[1], табл. 8 и 9, стр. 63-67; ламинарная область движения, труба верт.	Направление подъемной силы противоположно направлению вынужденного движения	1	$Nu_z = 1,4169(Re Pr)_z^{0.142} (Gr Pr)_z^{0.11} \times (\beta_z \delta t)^{0.019}$	0,0348	0,20	
		2	$Nu_z = [0,74(Re Pr)_z^{0.2} + (\beta_z \delta t)^{0.02}] \times (Gr Pr)_z^{0.1}$	64,1178	2,81	



Продолжение табл. 3

1	2	3	4	5	6
[1], табл. 2 и 3, стр. 63-67; турбулентная область движения, труба верт.	Направление подъемной силы противоположно направлению вынужденного движения	1	$Nu_{жс} = 0,0136 Re_{жс}^{0,834} Pr_{жс}^{0,73} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{-0,3}$	0,0643	2,02
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	2,0686	2,79
[1], табл. 2 и 3, стр. 63-67; турбулентная область движения; труба верт.	Направление подъемной силы совпадает с направлением вынужденного движения	1	$Nu_{жс} = 0,0264 Re_{жс}^{0,802} Pr_{жс}^{0,419} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,162}$	0,0565	1,84
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	0,0601	1,87
[1], табл. 5 и 6, стр. 63-67; переходная область движения, труба верт.	Направление подъемной силы противоположно направлению вынужденного движения	1	$Nu_{жс} = 0,0122 Re_{жс}^{0,841} Pr_{жс}^{0,737} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{-0,059}$	0,3283	0,60
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	6,2020	0,98
[1], табл. 5 и 6, стр. 63-67; переходная область движения, труба верт.	Направление подъемной силы совпадает с направлением вынужденного движения	1	$Nu_{жс} = 0,0009 Re_{жс}^{1,159} Pr_{жс}^{0,489} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,06}$	0,0906	0,58
		2	$Nu_{жс} = 0,028 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,4} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$	25,8274	3,81

Определение средних среднеарифметических отклонений при расчетах методом наименьших квадратов, как это предложено в [13], по нашему мнению, некорректно.

Таким образом, обработка экспериментальных данных МНК позволила получить аналитические зависимости для определения коэффициентов теплообмена при движении жидкости в трубах, наилучшим образом аппроксимирующие экспериментальные данные (в рамках выбранной мультипликативной модели). Показано, что формулы М. А. Михеева [3] для теплообмена при ламинарном и турбулентном движении отличаются от «наилучших» решений до 10 %.

В работе применены следующие обозначения:

$Q$  – количество переданного тепла, Вт;

$t_{жс}$  – температура жидкости, К;

$t_c$  – температура стенки, К;

$t_c = 0,5(t_{жс} + t_c)$  – средняя температура

пограничного слоя, К;

$\Delta t = t_c - t_{жс}$  – средний температурный

напор, К;

$\delta t$  – изменение температуры по длине трубы, К;

$W$  – средняя скорость движения жидкости, м/с;

$l, d$  – длина и диаметр трубы, м;

$\alpha$  – коэффициент теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\beta$  – коэффициент объемного расширения, 1/К;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости, кг/м·с;

$a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;

$g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К).

Критерии подобия:

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}; Re = \frac{Wd}{\nu}; Pr = \frac{\nu}{a}; Gr = \frac{\beta \Delta t d^3 g}{\nu^2}.$$

Индексы:  $жс$  – жидкость,  $c(s)$  – стенка,  $г$  – пограничный слой.

**Библиографический список**

1. Тейлор, Дж. Введение в теорию ошибок/Дж. Тейлор. – М.: Мир, 1985. – 272 с.
2. Новицкий, П.В. Оценка погрешностей результатов измерений / П. В. Новицкий, И. А. Зограф. – Л.: Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.
3. Аладьев, И. Т. Зависимость теплоотдачи в трубах от направления теплового потока и естественной конвекции/ И. Т. Аладьев, М. А. Михеев, О. С. Федынский // Известия АН СССР, Отделение технических наук. – 1951. – № 1. – С. 53-67.
4. Михеев, М. А. Теплоотдача при турбулентном течении жидкости в трубах / М. А. Михеев // Известия АН СССР, Отделение технических наук. – 1952. – № 10. – С. 1448-1454.
5. Аладьев, И. Т. Экспериментальное определение локальных и средних коэффициентов теплоотдачи при турбулентном течении жидкости в трубах / И. Т. Аладьев // Известия АН СССР, Отделение технических наук. – 1951. – № 11. – С. 1669-1681.
6. Петухов, Б. С. К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов, В. В. Кириллов // Теплоэнергетика. – 1958. – № 4. – С. 63-68.
7. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1969. – 440 с.
8. Кирпичев, М. В. Теплопередача / М. В. Кирпичев, М. А. Михеев, М. А. Эйгенсон. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1940. – 292 с.
9. Кутателадзе, С. С. Справочник по теплопередаче / С. С. Кутателадзе, В. М. Борishанский. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1959. – 414 с.
10. Кутателадзе, С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное пособие / С. С. Кутателадзе. – М.: Энергоиздат, 1990. – 367 с.
11. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1975. – 312 с.
12. Беннет, К. О. Гидродинамика, теплообмен и массообмен / К. О. Беннет, Дж. Е. Майерс. – М.: Недра, 1966. – 726 с.
13. Андреев, Е. И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах / Е. И. Андреев. –Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 192 с.

**References**

1. Taylor, J. Introduction to the theory of errors / J. Taylor. – Moscow: “Mir” (World), 1985. – 272 p. – [in Russian].
2. Novitsky P. V. Estimation of errors of results of measurements / P. V. Novitsky, I. A. Zograf. – L.: Energoatomizdat, 1991. – 304 p. – [in Russian].
3. Aladev, I. T. Dependence of heat transfer in pipes from a direction of a thermal stream and natural convection / I. T. Aladev, M. A. Mikheev, O. S. Fedinsky // Proceedings of the USSR Academy of Sciences, Department of Technical Sciences. – 1951. – № 1. – P. 53-67. – [in Russian].
4. Mikheev, M. A. Heat transfer at liquid turbulent flow in pipes / M. A. Mikheev // Proceedings of the USSR Academy of Sciences, Department of Technical Sciences. – 1952. – № 10. – P. 1448-1454. – [in Russian].
5. Aladev, I. T. Experimental determination of local and average heat transfer factors at liquid turbulent flow in pipes / I. T. Aladev // Proceedings of the USSR Academy of Sciences, Department of Technical Sciences. – 1951. – № 11. – P. 1669-1681. – [in Russian].
6. Petukhov, B. S. To a question on heat exchange at liquid turbulent flow in pipes / B. S. Petukhov, V. V. Kirillov // “Teploenergetika” (Heat energy). – 1958. – № 4. – P. 63-68. – [in Russian].
7. Isachenko, V. P. Heat transfer/ V. P. Isachenko, V. A. Osipova, A. S. Sukomel. – Moscow: “Energia” (Power), 1969. – 440 p. – [in Russian].
8. Kirpichev, M. V. Heat transfer/ M. V. Kirpichev, M. A. Mikheev, M. A. Eygenston. – M.-L.: Gosenergoizdat, 1940. – 292 p. – [in Russian].
9. Kutateladze, S. S. Handbook of Heat Transfer/S. S. Kutateladze, V. M. Borishansky. – M.-L.: Gosenergoizdat, 1959. – 414 p. – [in Russian].
10. Kutateladze, S. S. Heat transfer and hydrodynamic resistance. Reference Manual / S. S. Kutateladze. –M.: Energoizdat, 1990. – 367 p. – [in Russian].
11. Mikheev, M. A. Fundamentals of Heat Transfer / M. A. Mikheev, I. M. Mikheeva. – Moscow: “Energia” (Power), 1975. – 312 p. – [in Russian].

12. Bennett, C. A. Hydrodynamics, heat and mass transfer / C. A. Bennett, J. E. Myers. – М.: Nedra, 1966. – 726 p. – [in Russian].

13. Andreev, E. I. Calculation of heat and mass transfer in the contact apparatus / E. I. Andreev. – L.: Energoatomizdat, 1985. – 192 p. – [in Russian].

## PROCESSING OF EXPERIMENTAL DATA BY THE METHOD OF THE LEAST SQUARES

© 2009 A. V. Ovchinnikov, E. K. Krasnochub, V. M. Bronstein

State Research and Production Space Centre “TsSKB-Progress”

The particular case of application of a method of the least squares is considered. The analysis of conformity of received before without application of the method of the least squares formulas for heat transfer factors at movement of fluids in pipes to the best decisions is carried out. New analytical dependences for definition of the specified factors of heat transfer are offered.

*The method of the least squares, processing of experimental data, heat transfer factor, movement of fluids in pipes, similarity criteria*

### Информация об авторах

**Овчинников Александр Викторович**, ведущий конструктор Государственного научно-производственного ракетно-космического центра «ЦСКБ-Прогресс». E-mail: [csdb@samtel.ru](mailto:csdb@samtel.ru). Область научных интересов: проектирование ракетно-космической техники.

**Красночуб Евгений Карпович**, доктор технических наук, инженер-конструктор Государственного научно-производственного ракетно-космического центра «ЦСКБ-Прогресс». E-mail: [csdb@samtel.ru](mailto:csdb@samtel.ru). Область научных интересов: проектирование ракетно-космической техники.

**Бронштейн Виталий Михайлович**, кандидат технических наук, ведущий инженер-конструктор Государственного научно-производственного ракетно-космического центра «ЦСКБ-Прогресс». E-mail: [csdb@samtel.ru](mailto:csdb@samtel.ru). Область научных интересов: проектирование ракетно-космической техники.

**Ovchinnikov Alexander Viktorovich**, leading designer of State Research and Production Space Centre “TsSKB-Progress”. E-mail: [csdb@samtel.ru](mailto:csdb@samtel.ru). Area of research: design of rocket and space technics.

**Krasnochub Evgenie Karpovich**, doctor of technical sciences, design engineer of State Research and Production Space Centre “TsSKB-Progress”. E-mail: [csdb@samtel.ru](mailto:csdb@samtel.ru). Area of research: design of rocket and space technics.

**Bronstein Vitaly Mikhailovich**, candidate of technical science, leading design engineer of State Research and Production Space Centre “TsSKB-Progress”. E-mail: [csdb@samtel.ru](mailto:csdb@samtel.ru). Area of research: design of rocket and space technics.

УДК 621.452-226:620.191

## МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТОЙЧИВОГО РОСТА УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН В ДИСКАХ ТУРБИНЫ АВИАДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ПРОСТОМ И СЛОЖНОМ ЦИКЛАХ НАГРУЖЕНИЯ

© 2009 Н. В. Туманов, М. А. Лаврентьева, С. А. Черкасова, А. Н. Серветник

Центральный институт авиационного моторостроения, г. Москва

Разработаны фрактографический и расчетный методы моделирования кинетики трещин малоциклового усталости при простом и сложном циклах нагружения. Методы применены для прогнозирования периода устойчивого роста усталостных трещин в дисках турбины авиадвигателей и верификации прогноза. Показано, что расчетные значения хорошо согласуются с экспериментальными данными. Установлена воспроизводимость продолжительности устойчивого роста однотипных трещин в разных дисках одной и той же конструкции при одинаковых условиях нагружения, что обеспечивает возможность надежного детерминированного прогнозирования.

*Малоцикловая усталость (МЦУ), кинетика усталостных трещин, механизм периодического расслаивания-разрыва (МППР), электронная микроскопия поверхности разрушения, усталостные бороздки, конечно-элементное моделирование трещин*

Для дисков турбины авиадвигателей малоцикловая усталость (МЦУ) является основным повреждающим фактором и период развития трещин МЦУ составляет значительную долю общей циклической долговечности (до окончательного разрушения). В этих условиях надежное моделирование докритического (устойчивого) роста трещин МЦУ позволяет существенно увеличить ресурс безопасной эксплуатации дисков [1] и определить интервалы их дефектоскопического контроля [2].

В настоящей работе представлены методы моделирования устойчивого роста усталостных трещин – фрактографический (на основе электронно-микроскопического анализа поверхности разрушения) и расчетный. Первый обеспечивает реконструкцию развития реальных трещин, второй – прогнозирование развития возможных трещин. Методы основаны на теории устойчивого роста усталостных трещин, кратко изложенной в первом разделе. Описание методов и примеры их применения в условиях простого и сложного циклов нагружения приведены во втором разделе. Особенностью исследований является сочетание физического (структурного) и механического (континуального) подходов, что необходимо для понимания механизма устойчивого роста усталостных трещин, установления его связи с внешней нагрузкой и разработки инженерных методов расчета.

### 1. Теория устойчивого роста усталостных трещин

Стадия устойчивого роста усталостных трещин соответствует второму участку кинетической

диаграммы «скорость роста трещины усталости (СРТУ)  $V$  – размах коэффициента интенсивности напряжений (КИН)  $\Delta K$ ». Микрофрактографическим признаком устойчивого роста являются усталостные бороздки на поверхности разрушения, расстояние  $S$  между которыми (шаг бороздок) определяет подрастание трещины в каждом цикле нагружения, т.е. СРТУ.

После обнаружения степенной зависимости  $V$  от  $\Delta K$  [3] возникла необходимость теоретического обоснования этой парадоксальной связи между параметром, который характеризует сингулярные поля напряжений в вершине идеальной трещины (математического разреза) в линейно-упругом теле, и разрушением, происходящим в пластической зоне у фронта реальной трещины. Попытки объяснить указанную зависимость в рамках механики разрушения (не рассматривая механизм развития трещины) оказались безуспешными. В результате появились многочисленные эмпирические соотношения с ограниченной областью применения. В то же время в ряде работ для разных материалов была установлена квадратичная зависимость шага бороздок  $S$  от  $\Delta K$  [4-6]. Более того, коэффициент пропорциональности между  $S$  и  $(\Delta K/E)^2$  ( $E$  – модуль Юнга, характеризующий прочность межатомных связей) оказался одинаковым для сплавов на основе железа, никеля, титана и алюминия [4], что свидетельствовало о наличии фундаментального механизма разрушения, управляющего устойчивым ростом усталостных трещин в металлических материалах.

В механике разрушения зависимость  $V$

от  $\Delta K$  объясняется пренебрежимо малым влиянием пластической деформации на кинетику трещины вследствие незначительного размера пластической зоны в вершине усталостной трещины. Надуманность этой интерпретации очевидна, если учесть, что процесс разрушения при развитии усталостной трещины развивается непосредственно перед ее фронтом в глубине пластической зоны. На стадии устойчивого роста, где наблюдается наиболее стабильная связь между СРТУ и КИН, характерный масштаб процесса разрушения, равный шагу усталостных бороздок, на несколько порядков меньше размера пластической зоны.

В рамках механического подхода, базирующегося на моделях однородного континуума, не учитывается наличие перед фронтом трещины фрагментированной (разориентированной) деформационной структуры, которая была обнаружена в многочисленных экспериментах (см., например, [6-8]). Сложившиеся представления о влиянии структур деформации на кинетику усталостных трещин сформулированы в монографии [5, с.309]: «Поскольку эти формирования нехарактерны для явления усталости, их можно, по-видимому, рассматривать как вторичный побочный продукт, полученный в результате циклической пластической деформации. Вообще же, (...) этот процесс не может рассматриваться как фактор, определяющий распространение усталостной трещины».

Настоящий подход является результатом радикального изменения точки зрения на роль пластической деформации и деформационных структур в распространении усталостной трещины. В соответствии с ним устойчивый рост трещины обеспечивается действием на ее фронте высокоэнергетического механизма периодического расслаивания-разрыва (МПРР) [9-11], аналогичного меха-

низму Гордона-Кука для анизотропных материалов [12] и механизму расслаивания при статическом нагружении [13]. Как и последний, МПРР детерминирован крупномасштабными элементами двухуровневой (микро- и мезоскопической) фрагментированной критической (предшествующей разрушению) деформационной структуры (КДС) – большеугловыми мезограницами разориентации деформационного происхождения (ножевыми границами [13]), которые образуются при фрагментации материала в результате локализованной у фронта трещины интенсивной многократной пластической деформации. Эти границы ориентированы вдоль главных осей деформации и являются концентраторами внутренних напряжений [13]. Действие МПРР можно схематизировать следующим образом (рис.1):

- В результате хрупкого поперечного расслаивания вдоль границы мезофрагментов формируется Т-образная вершина трещины, и на обеих поверхностях разрушения образуются расслоения – усталостные бороздки. Максимум напряжений от внешней нагрузки (приложенных напряжений)  $\sigma_x^{ext}$ , перпендикулярных фронту трещины и действующих в ее плоскости, достигается на некотором расстоянии  $\lambda$  от фронта. При возрастании нагрузки приложенные напряжения  $\sigma_x^{ext}$  суммируются с локализованными у границ мезофрагментов внутренними напряжениями  $\sigma_x^{int}$ , образовавшимися в результате многократной пластической деформации в предыдущих циклах. Когда эта сумма достигает предельного значения, появляется новое хрупкое расслоение вдоль границы на расстоянии  $\approx \lambda$  от фронта (первичное разрушение).

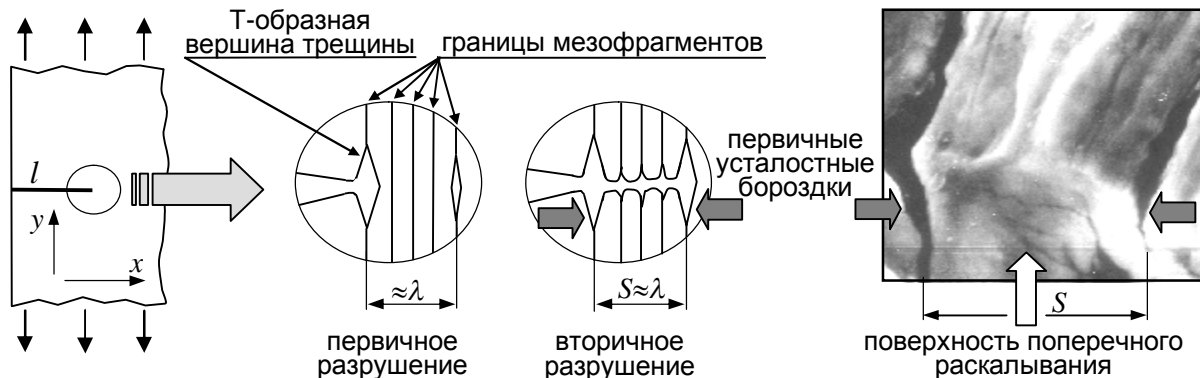


Рис.1. Схема действия механизма периодического расслаивания-разрыва (МПРР) (поперечное сечение фронта трещины) и микрофрактограмма борозчатой структуры, расколовшейся в поперечном направлении к бороздкам

- Последующий разрыв перемычки между расслоением и фронтом (вторичное разрушение) приводит к подрастанию трещины на величину  $\approx \lambda$ , образованию нового фронта с Т-образной вершиной и новых усталостных бороздок, отделенных от предыдущих разорванной перемычкой (см. микрофрактограмму на рис.1). При вторичном разрушении могут происходить расслаивания вдоль границ мезофрагментов внутри перемычки, что приводит к образованию вторичных бороздок.

- Последовательные процессы расслаивания перед фронтом трещины и разрыва перемычки между расслоением и фронтом повторяются в каждом цикле нагружения, в результате чего среднее расстояние между соседними первичными усталостными бороздками (шаг бороздок)  $S \approx \lambda$  соответствует среднему перемещению фронта трещины за один цикл, т.е. определяет СРТУ  $V$ .

Рассмотренная модель позволяет объяснить основные закономерности устойчивого роста усталостных трещин. Его высокая энергоемкость является результатом «увязания» трещины в поперечных расслоениях вдоль границ мезофрагментов. Последние создают независимые от исходной (металлургической) структуры очаги разрушения, что приводит к слабой зависимости МПРР от особенностей исходной структуры, т.е. связь МПРР с самоорганизующейся универсальной КДС вызывает снижение его чувствительности к разнообразным исходным структурам. Ориентация плоскости распространения усталостной трещины на этапе устойчивого роста по нормали к направлению максимальной главной деформации объясняется развитием первичного хрупкого расслаивания вдоль указанного направления; при этом разрыв перемычки формирует поверхность разрушения в перпендикулярном направлении (см. рис.1).

Переход к неустойчивому росту трещины соответствует началу третьего участка диаграммы  $V$ - $\Delta K$  и связан с началом действия у фронта трещины механизма роста и объединения микротрещин, которые зарождаются на границах микрофрагментов фрагментированной КДС [13]. Этот механизм формирует ямочный микрорельеф излома.

Независимость МПРР от разнообразных исходных структур, его связь с универсальной предельно фрагментированной деформационной структурой (прочность материалов с такой структурой приближается к теоретической [14]) и хрупкий характер первичного разрушения (т.е. сохранение линейно-упругих свойств вплоть до зарождения первичного расслаивания) позволяют при определении величины  $S$  моделировать материал в виде однородной линейно-упругой среды, имеющей теоретическую прочность. При этом связь  $S$  с  $\Delta K$  обеспечивается математическим инвариантом: величина  $\sigma_{x \max}^{ext}$  и местоположение  $\lambda$  максимума напряжений  $\sigma_x^{ext}$  в линейно-упругом теле в плоскости  $y=0$  перед фронтом трещины с Т-образной вершиной при  $L \ll l$  слабо зависят от конфигурации тела и трещины, а также от типа растягивающей нагрузки (рис.2)

$$\sigma_{x \max}^{ext} = (0.26 \div 0.29) K / \sqrt{L}, \quad (1)$$

$$\lambda = (1 \div 1.2) L, \quad (2)$$

где  $l$  и  $L$  – соответственно, длина трещины и симметричного расслоения в ее вершине,  $K$  – КИН для идеальной трещины (без расслоения) длиной  $l$ .

Как следует из (1) и (2),

$$K \approx 3.5 \sigma_{x \max}^{ext} \sqrt{\lambda}, \quad (3)$$

т.е. для трещин разной конфигурации при различной нагрузке КИН характеризует величину и местоположение максимума напряжений, действующих в линейно-упругом теле перед фронтом трещины с Т-образной вершиной в плоскости основной трещины при условии, что величина расслоения в вершине трещины значительно меньше ее длины.

Поскольку предполагается, что первичное разрушение хрупкое, т.е. до его зарождения при возрастании нагрузки в цикле нагружения материал у фронта трещины находится в упругом состоянии, приложенные  $\sigma_x^{ext}$  и внутренние  $\sigma_x^{int}$  напряжения суммируются при формулировке условия первичного разрушения

$$\sigma_x^{ext} + \sigma_x^{int} = \sigma_{th}, \quad (4)$$

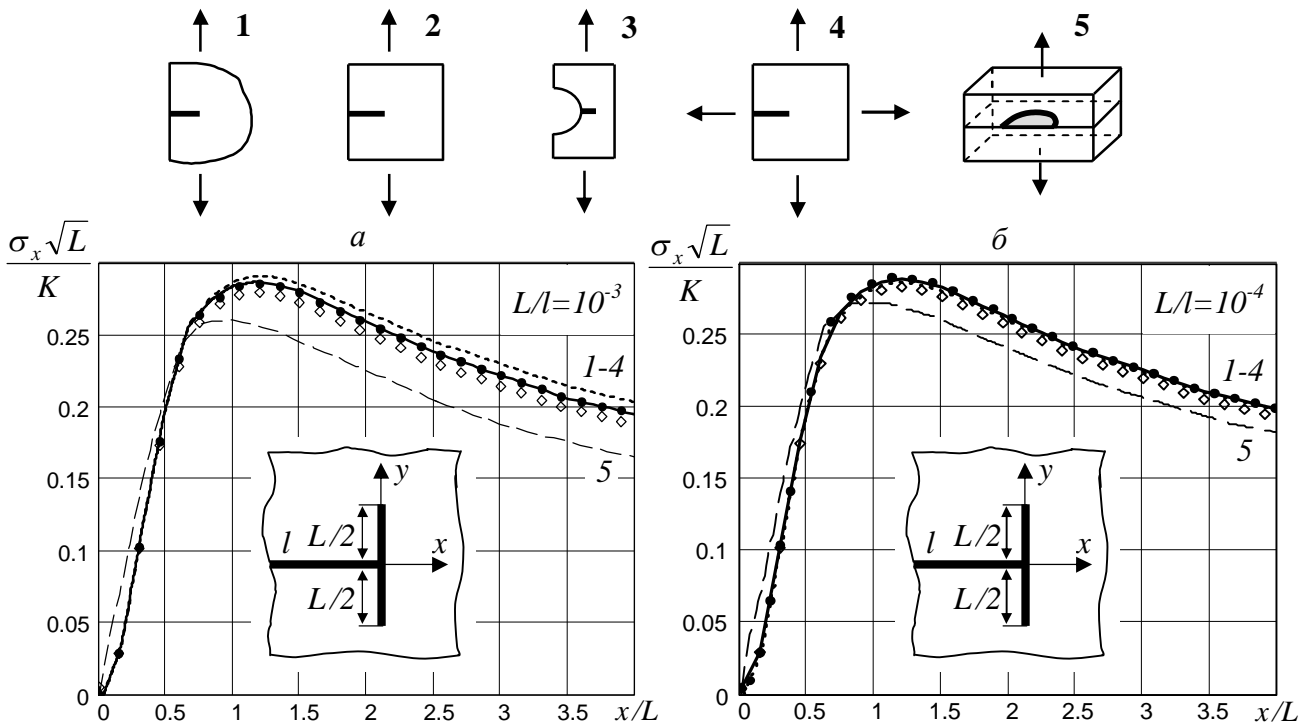


Рис.2. Распределения нормированных напряжений  $\sigma_x$  перед фронтом трещин с T-образной вершиной в плоскости  $y=0$  в линейно-упругом теле в условиях  $L/l=10^{-3}$  (а) и  $L/l=10^{-4}$  (б) при разной конфигурации тела и трещины и различной нагрузке (расчет методом конечных элементов; для полукруглой трещины – модель №5 – вычисления проведены в точке максимальной глубины)

где  $\sigma_{th}$  – теоретическая прочность на отрыв. Если возрастание нагрузки в цикле нагружения происходит квазистатически и первичное разрушение возникает в плоскости  $y=0$  в месте максимума напряжений  $\sigma_x^{ext}$ , то с учетом  $S/l \approx 10^{-4} \dots 10^{-3}$  из (1), (2) и (4) при  $S=\lambda$  и  $\sigma_{th} = 0,1 E$  получим

$$S = B(\alpha / \beta)^2 (\Delta K / E)^2, \quad (5)$$

где  $\alpha = K_* / \Delta K$ ,  $\beta = 1 - \sigma_x^{int} / \sigma_{th}$ ,  $K_*$  – значение КИН в момент зарождения первичного разрушения,  $B=7 \dots 10$  (с точностью до целых значений). При увеличении (уменьшении) вклада приложенных напряжений в первичное разрушение значения параметров  $\alpha$  и  $\beta$  одновременно возрастают (убывают), что обеспечивает стабильность их отношения.

Для того чтобы экспериментально определить величину  $\alpha/\beta$  и значение показателя  $m$  степенной зависимости СРТУ от размаха КИН (5), следует измерить шаг бороздок в нескольких точках вдоль пути распространения трещины и рассчитать в них размах КИН, после чего построить линейную рег-

рессионную зависимость  $S$  от  $\Delta K$  в двойных логарифмических координатах и вычислить ее коэффициенты. В результате реализации этой процедуры при исследовании трещин МЦУ, которые развивались в дисках компрессора и турбины (из жаропрочных сплавов на основе титана и никеля) в контролируемых условиях при эквивалентно-циклических испытаниях, было установлено, что  $\alpha/\beta \approx 1$  и  $m = 2$  [15]. Таким образом, при прогнозировании устойчивого роста усталостных трещин в дисках авиадвигателей в условиях повторно-статического нагружения может применяться кинетическое уравнение

$$S = 10 (\Delta K / E)^2 \quad (6)$$

(для обеспечения консервативной оценки периода устойчивого роста значение коэффициента  $B$  в кинетическом уравнении (5) целесообразно принять равным верхней границе диапазона его изменения).

Соотношение (6) включает КИН и характеристику прочности межатомных связей  $\sigma_{th} = 0,1 E$ , т.е. объединяет макроскопический и атомно-микроскопический подходы. Это объединение обусловлено тем, что на

мезомасштабный уровень, где действует МПРР, с макроуровня переносится возможность моделирования среды в виде однородного континуума (благодаря «гомогенизации» материала перед фронтом трещины в результате интенсивной фрагментации и инвариантности МПРР относительно разнообразных исходных структур), а с микроуровня – применимость фундаментального микроскопического критерия разрушения (из-за коррелированных разрывов межатомных связей вдоль границы мезофрагментов КДС в процессе первичного разрушения, определяющего величину  $S$ ).

## 2. Моделирование устойчивого роста усталостных трещин

### 2.1. Простой цикл нагружения

При действии МПРР в условиях простых циклов повторно-статического нагружения, типичных для дисков двигателей гражданской авиации, в каждом полетном и испытательном цикле образуется одна усталостная бороздка. Если МПРР реализуется вдоль всего фронта трещины, то средний шаг бороздок характеризует СРТУ. Это подтверждается результатами экспериментальных исследований кинетики усталостной трещины в образце из гранулированного жаропрочного никелевого сплава ЭП 741НП (рис.3). Испытания проводились при температуре 200°C, соответствующей температуре области распространения трещин в диске турбины на наиболее нагруженном (взлетном) режиме. Усталостные линии 1 и 2 маркируют положение фронта трещины в начале и в конце нагружения с 10-минутной выдержкой при максимальной нагрузке. Таких циклов было произведено 100, все остальные циклы – без выдержки, но с той же максимальной нагрузкой. Как видно на рис.3, расстояние между усталостными линиями составляет  $\approx 25$ мкм, т.е. среднее продвижение фронта трещины в течение цикла равно  $25/100=0.25$ мкм, что совпадает со средним шагом усталостных бороздок внутри полосы, а также перед и за ней. Отсюда следует, что величина  $S$  определяет СРТУ, и последняя не зависит от выдержки под нагрузкой в данных условиях нагружения.

Таким образом,

$$S(l) = \frac{dl}{dN},$$

где  $l$  – длина (глубина) трещины,  $N$  – число циклов. Тогда экспериментальная зависимость периода устойчивого роста трещины от ее длины (глубины)

$$N_{\dot{\gamma}}(l) = \int_{l_0}^l \frac{dl}{S(l)}, \quad (7)$$

где  $l_0$  – начальная длина (глубина) трещины, а расчетная зависимость с учетом кинетического уравнения (6) имеет вид

$$N_p(l) = \frac{E^2}{10} \int_{l_0}^l \frac{dl}{[\Delta K(l)]^2}. \quad (8)$$

Фрактографический метод моделирования устойчивого роста усталостных трещин основывается на использовании соотношения (7). Предварительно необходимо измерить шаг усталостных бороздок вдоль направления измерения длины трещины  $l$ , получить кривую регрессии  $S(l)$ , а затем определить зависимость (7), которая позволяет вычислить количество циклов до достижения трещиной любой заданной длины на стадии устойчивого роста.

Для расчетного моделирования устойчивого роста используется зависимость (8). При ее определении возможная трещина располагается в наиболее напряженном месте, плоскость трещины ориентируется перпендикулярно первым главным напряжениям, которые и используются при расчете КИН. На основании расчетов находят зависимость  $\Delta K(l)$ , а затем по формуле (8) –  $N_p(l)$ .

При определении безопасных интервалов дефектоскопического контроля с помощью соотношений (7) и (8) для обеспечения консервативности оценки этих интервалов в качестве начальной длины  $l_0$  целесообразно принять размер максимального дефекта материала, не выявляемого при контроле перед началом эксплуатации (при определении интервала до первого осмотра), или длину минимальной трещины, надежно выявляемой при контроле в ходе эксплуатации или ремонта (при определении интервала между осмотрами), а в качестве критической длины трещины  $l_k$  – расстояние от очага развития



трещины до границы ее устойчивого роста, соответствующей окончанию второго участка диаграммы V-ΔK. Если применяется

фрактографический метод, то эта граница определяется по появлению ямочного микрорельефа излома.

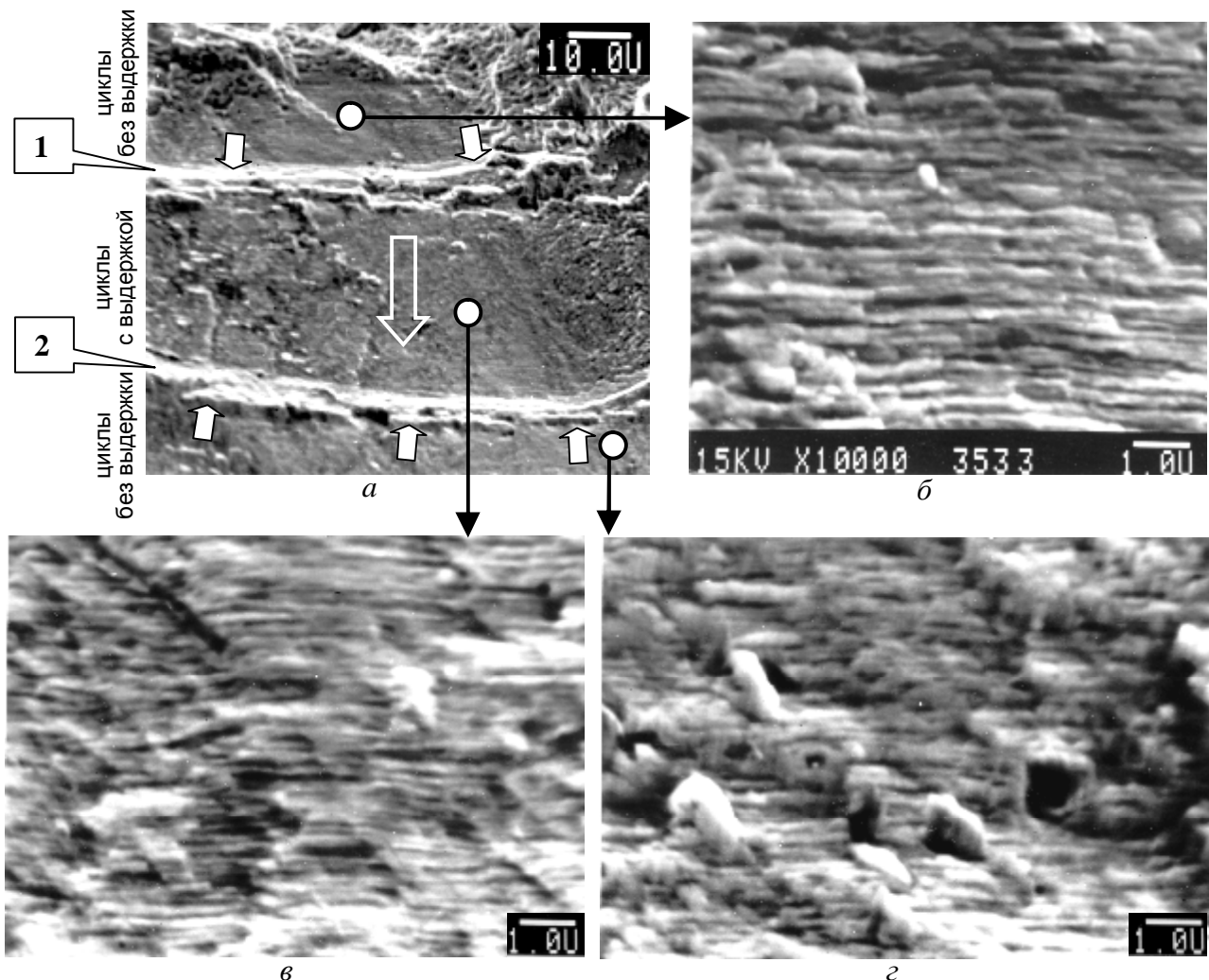


Рис.3. Исследование связи между шагом бороздок и скоростью роста усталостной трещины, а также влияния выдержки в цикле нагружения на кинетику трещины: а – исследуемый участок поверхности разрушения (контурная стрелка – направление роста трещины, белыми стрелками отмечены макролинии 1 и 2, маркирующие положения фронта трещины в начале (1) и в конце (2) нагружения с выдержкой); б-г – микрорельеф поверхности разрушения при развитии трещины без выдержки (б,г) и с выдержкой (в) (масштаб указан в мкм)

При использовании расчетного метода величина  $l_k$  вычисляется из уравнения (6) и зависимости  $\Delta K(l)$  при значении  $S = 2$  мкм, которое согласно экспериментальным данным соответствует началу неустойчивого роста трещин МЦУ.

На рис.4 показаны результаты применения соотношения (8) для прогнозирования развития усталостной трещины в диске турбины высокого давления двигателя гражданской авиации (диск изготовлен из гранулированного никелевого сплава ЭП 741НП). Верификация проводилась с использованием соотношения (7) при исследовании двух аналогичных трещин, развившихся в области

болтовых отверстий при эквивалентно-циклических испытаниях двух дисков (рис.4а). Выдержка под нагрузкой в каждом цикле составляла около одной минуты, температура в области распространения трещин – 570°C. Исследование состояло из следующих этапов:

- Электронно-микроскопический фрактографический анализ, в ходе которого определялись форма и размеры развивающейся трещины, зависимости  $S(l)$  (одна из них приведена на рис.4б) и критическая глубина трещины  $l_k$ .

- Трехмерные конечно-элементные расчеты диска с трещиной на разных этапах ее

развития (конфигурация трещин устанавливалась на основании фрактографических исследований), вычисление КИН (прямым методом напряжений [16]) и определение зависимости  $\Delta K(l)$  (рис.4в,г).

- Определение расчетной (8) и экспериментальных (7) зависимостей периода устойчивого роста трещины от ее глубины при одинаковых значениях начальной  $l_0$  и конечной  $l_k$  глубины трещины (рис.4д); начальная глубина  $l_0 = 0.4$ мм соответствовала максимальному размеру не выявляемых методами неразрушающего контроля дефектов материала, исследованных ранее фрактографическим методом, конечная – критической глубине трещины  $l_k = 3$ мм.

Как видно на рис.4д, расчетный период устойчивого роста хорошо согласуется с результатами эксперимента (расхождение не превышает 5%) и экспериментальные зависимости (7) для разных дисков близки между собой. Такая воспроизводимость продолжительности устойчивого роста однотипных трещин обеспечивает возможность надежно детерминированного прогнозирования.

## 2.2. Сложный цикл нагружения

Сложный полетный или испытательный цикл повторно-статического нагружения дисков двигателей маневренной авиации представляет собой блок простых циклов с различными значениями размаха напряжений. Если значения  $\Delta K$ , рассчитанные для каждого простого цикла, соответствуют второму участку кинетической диаграммы  $V-\Delta K$ , МППР реализуется вдоль всего фронта трещины и в каждом простом цикле шаг бороздок, равный приращению длины трещины в течение этого цикла, определяется кинетическим уравнением (6), то шаг блока бороздок  $S_B$ , характеризующий подрастание трещины в течение сложного цикла, может быть вычислен следующим образом:

$$S_B(l) = \frac{10}{E^2} \sum_{j=1}^L n_j [\Delta K_j(l)]^2, \quad (9)$$

где  $n_j$  – число простых циклов  $j$ -го типа в сложном цикле, содержащем  $L$  типов простых циклов;  $\Delta K_j(l)$  – зависимость  $\Delta K$  от  $l$  для простого цикла  $j$ -го типа (значения  $\Delta K_j$  рассчитываются при длине трещины, соответствующей началу сложного цикла); ин-

декс  $j=1$  отвечает простому циклу с максимальным размахом напряжений; индекс  $j=2$  – простому циклу со следующим по величине размахом и т.д. Преобразуем (9) к виду

$$S_B(l) = \frac{10 [\Delta K_1(l)]^2}{E^2} \sum_{j=1}^L n_j \left[ \frac{\Delta K_j(l)}{\Delta K_1(l)} \right]^2. \quad (10)$$

Так как

$$S_B(l) = \frac{dl}{dN_B}, \quad (11)$$

где  $N_B$  – число сложных циклов (блоков), то экспериментальная зависимость периода устойчивого роста усталостной трещины от ее длины имеет вид

$$N_{B\Delta}(l) = \int_{l_0}^l \frac{dl}{S_B(l)}. \quad (12)$$

При расчете по усредненному типовому полетному циклу  $n_j = \text{const}$ . Тогда, с учетом слабой зависимости величины  $\Delta K_j / \Delta K_1$  от  $l$ , из (10) и (11) получим расчетную зависимость периода устойчивого роста усталостной трещины

$$N_{B\Delta}(l) = \frac{E^2}{10 A} \int_{l_0}^l \frac{dl}{[\Delta K_1(l)]^2}, \quad (13)$$

где

$$A = \sum_{j=1}^L n_j \left( \frac{\Delta K_j}{\Delta K_1} \right)^2. \quad (14)$$

Соотношение (12) применяется при моделировании устойчивого роста трещины по фрактографическим данным; для этого на основании электронно-микроскопических исследований излома должна быть определена зависимость  $S_B(l)$  шага блока бороздок от длины трещины. Расчетное моделирование проводится с использованием выражения (13); при этом параметр  $A$  (14) рассчитывается при заданных значениях  $n_j$  и вычисленных значениях  $\Delta K_j$ . Как видно из сравнения (8) и (13), параметр  $A$  характеризует, во сколько раз период устойчивого роста при простом цикле нагружения, которому соответствует зависимость  $\Delta K(l)$ , больше, чем при сложном цикле с  $\Delta K_j(l) = \Delta K(l)$ .

Результаты применения изложенной методики для расчетного прогнозирования устойчивого роста усталостной трещины в диске турбины высокого давления двигателя маневренной авиации (диск изготовлен из сплава ЭП 741НП) приведены на рис.5.

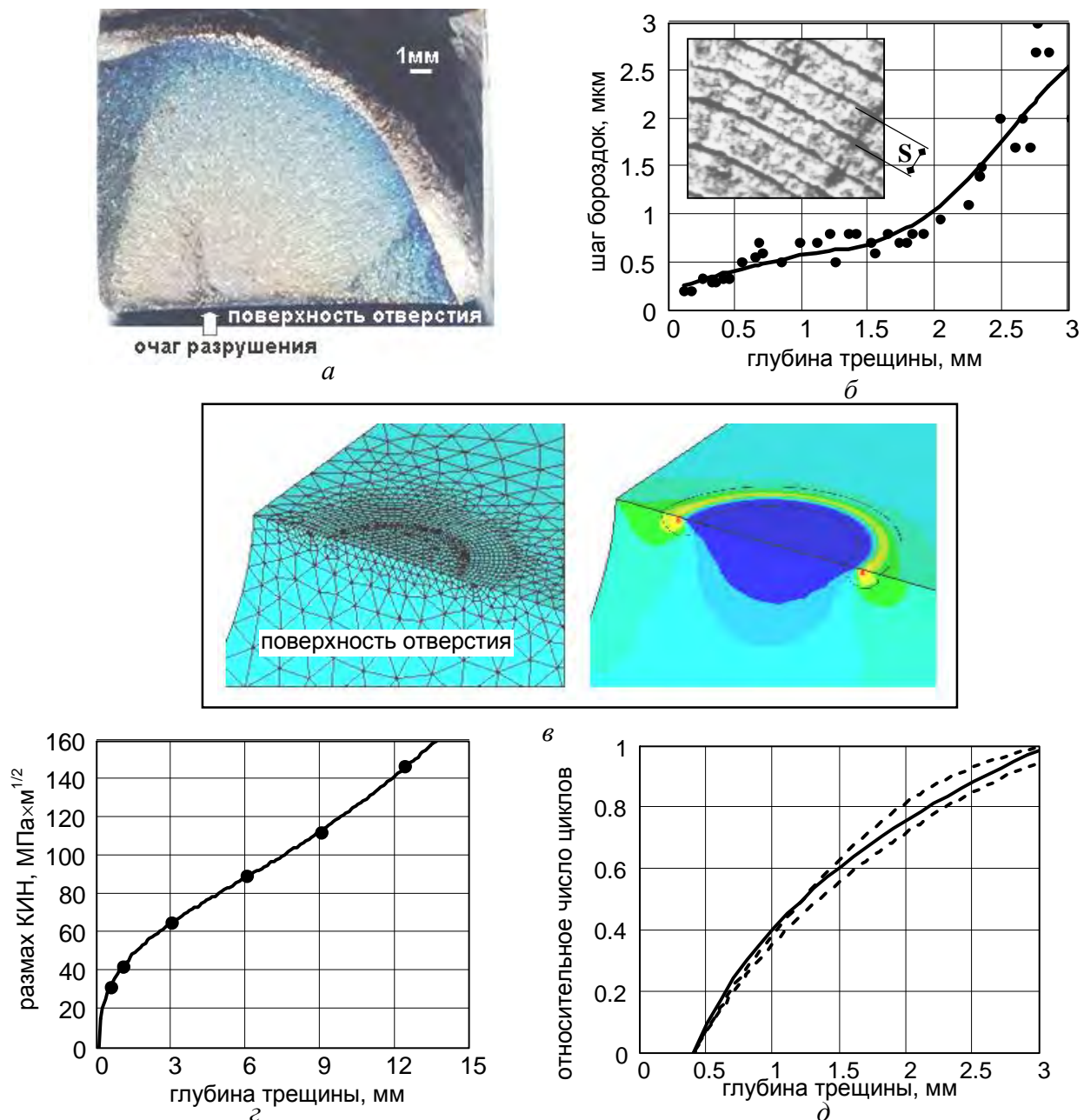


Рис.4. Расчетно-экспериментальные исследования устойчивого роста усталостных трещин в дисках турбины при простом цикле нагружения: поверхность усталостного разрушения (а); зависимость  $S(l)$  (экспериментальные точки и кривая регрессии) и микрофрактограмма усталостных бороздок (б); конечно-элементная модель диска с трещиной глубиной 3мм и распределение напряжений в плоскости трещины (в); зависимость  $\Delta K(l)$  (расчетные точки и аппроксимирующая функция) (г); расчетная (сплошная линия) и экспериментальные (пунктирные линии) зависимости периода устойчивого роста трещины от ее глубины (д)

Верификация расчета проводилась с использованием соотношения (12) на основании результатов микрофрактографической реконструкции кинетики усталостных трещин в дисках двух двигателей. Трещины развились в условиях эксплуатации в одинаковых зонах – в области перехода от полотна к ободу в перемычках между отверстиями для подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам (рис.5а,б). В одном из дисков исследованы четыре аналогичные трещины, в другом – три. Температура в области рас-

пространения трещин составляла около  $600^{\circ}\text{C}$ . Граница устойчивого роста достигалась при глубине трещины 2мм; до этой глубины преимущественным типом микрорельефа излома являются усталостные бороздки и их блоки, соответствующие сложным полетным циклам (рис.5в). Для каждой трещины определялась функция  $S_B(l)$  (график одной из них приведен на рис.5г), а затем строились усредненные функции для каждого диска, по которым определялась зависимость (12).

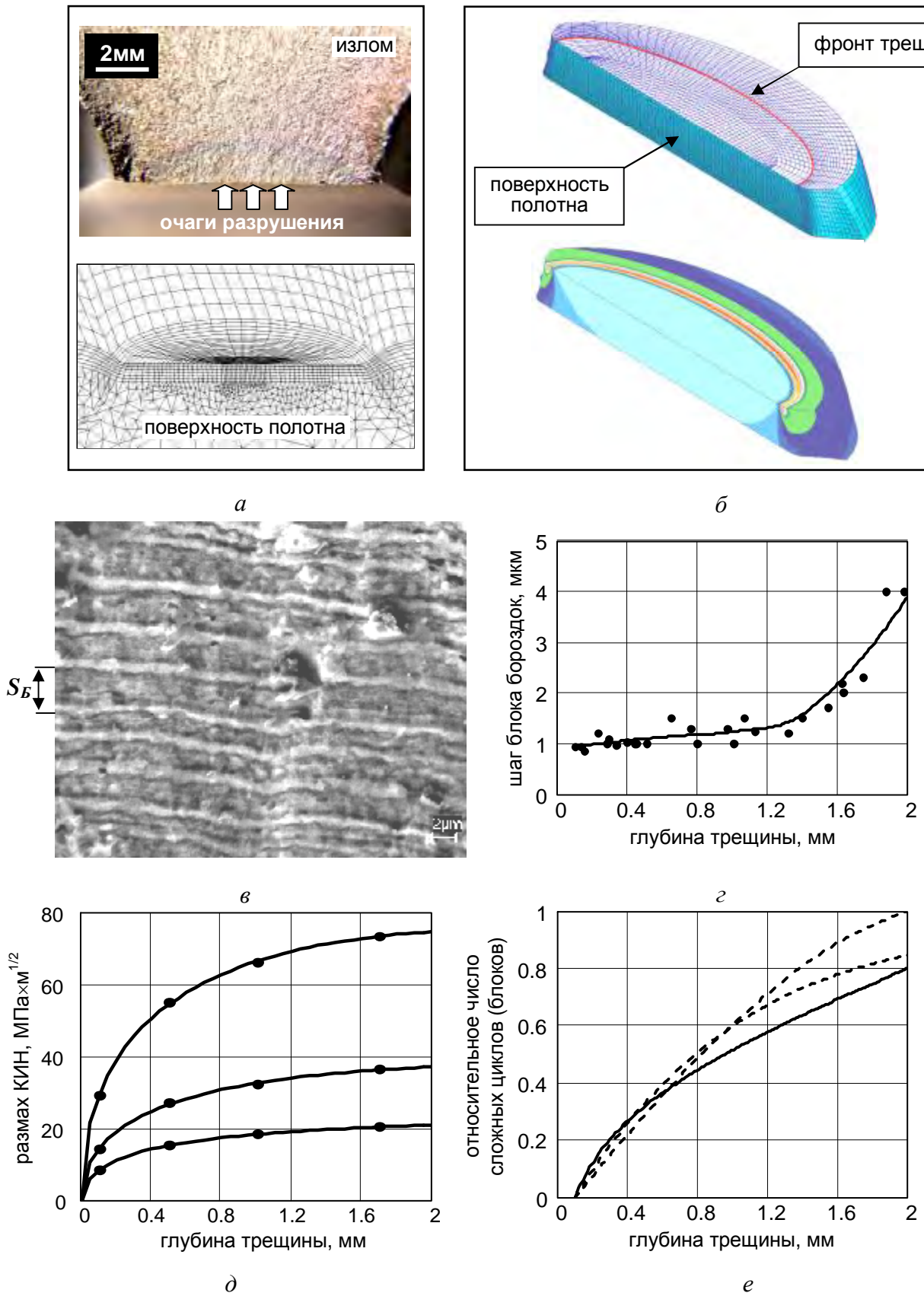


Рис.5. Расчетно-экспериментальные исследования устойчивого роста усталостных трещин в дисках турбины при сложном цикле нагружения: фрагмент диска с поверхностью усталостного разрушения и его конечно-элементная модель (а); детализированная конечно-элементная сетка у фронта трещины (глубиной 1.7мм) и распределение напряжений в плоскости трещины (б); микрофрактограмма блоков усталостных бороздок, соответствующих сложным циклам (в); зависимость  $S_B(l)$  (экспериментальные точки и кривая регрессии) (г); зависимости  $\Delta K(l)$  (расчетные точки и аппроксимирующие функции) (д); расчетная (сплошная линия) и экспериментальные (пунктирные линии) зависимости периода устойчивого роста трещины от ее глубины (е)

Конфигурация трещин при конечно-элементном моделировании устанавливалась на основании результатов фрактографических исследований (см. рис.5а,б). Значения КИН (рис.5д) вычислялись с использованием  $J$ -интеграла [16]. Значения  $n_j$  при расчете параметра  $A$  (13) соответствовали усредненным условиям эксплуатации. Расчетная (13) и экспериментальные (12) зависимости периода устойчивого роста от глубины трещины (рис.5е) определялись при начальной глубине трещины  $l_0=0.1$ мм, при которой на поверхности исследованных изломов становится измеримым бороздчатый микрорельеф, что делает возможной количественную фрактографическую реконструкцию кинетики трещин. Период устойчивого роста трещины вычислялся при ее конечной глубине 2мм, соответствующей началу неустойчивого роста. Как видно на рис.5е, расчетная оценка периода устойчивого роста консервативна: она меньше экспериментальных значений на 6 и 20%. Последние различаются у двух исследованных дисков на 15%. Для обоих дисков период устойчивого роста трещин и полный период их роста (при одной и той же начальной глубине  $l_0=0.1$ мм) составили приблизительно 60 и 80% общей циклической долговечности, соответственно.

Таким образом установлено, что устойчивый рост усталостных трещин обусловлен действием высокоэнергоемкого структурно детерминированного механизма периодического расслаивания-разрыва (МППР), при котором подрастание трещины в каждом цикле нагружения сдерживается поперечным расслаиванием вдоль границы критической фрагментированной структуры, образующейся перед фронтом трещины в результате локализованной здесь интенсивной многократной пластической деформации. Фрактографическим признаком МППР являются усталостные бороздки – следы, остающиеся в каждом цикле на парных поверхностях разрушения фронтом трещины с Т-образной вершиной, сформированной поперечным расслоением. Расстояние между соседними расслоениями (шаг бороздок) характеризует приращение длины трещины за цикл нагружения, т.е. локальную скорость роста трещины усталости (СРТУ), и приблизительно равно расстоянию от вершины

трещины до местоположения максимума напряжений от внешней нагрузки, действующих перед фронтом трещины в ее плоскости. При этом коэффициент интенсивности напряжений (КИН) определяет в соответствии с соотношением (3) величину и местоположение указанного максимума для трещин разной конфигурации при различной нагрузке (при условии, что величина расслоения в вершине трещины значительно меньше ее длины). Для трещин малоциклового усталости при реализации МППР вдоль всего фронта величина СРТУ связана с размахом КИН кинетическим уравнением (6).

На основе теории МППР разработаны фрактографический и расчетный методы моделирования кинетики трещин малоциклового усталости при простом и сложном циклах нагружения. Методы применены для прогнозирования периода устойчивого роста усталостных трещин в дисках турбины авиадвигателей и верификации прогноза. Показано, что расчетные значения хорошо согласуются с экспериментальными данными. Установлена воспроизводимость продолжительности устойчивого роста однотипных трещин в разных дисках одной и той же конструкции при одинаковых условиях нагружения, что обеспечивает возможность надежного детерминированного прогнозирования.

### Библиографический список

1. Махутов, Н.А. Прочность и безопасность: фундаментальные и прикладные исследования/Н.А. Махутов. - Новосибирск: Наука, 2008. - 528 с.
2. Туманов, Н.В. Определение безопасных интервалов контроля критических деталей авиадвигателей/Н.В. Туманов, М.А. Лаврентьева, С.А. Черкасова // Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций: тр. междунар. Конф. В 2 т. –Т.2. -СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. -С. 352-362.
3. Paris, P. A critical analysis of crack propagation laws/P. Paris, F. Erdogan // Journal of Basic Engineering (Trans. ASME). -1963. –№ 12. -P. 528-534.
4. Bates, R.C. Fractography and fracture mechanics / R.C. Bates, W.G. Clark // Trans. Quart. ASM. -1969. Vol. 62. -N 2. -P. 380-389.
5. Екобори, Т. Научные основы прочности и разрушения /Т. Екобори. -Киев: Наук. думка, 1978. -352 с.

6. Матохнюк, Л.Е. Влияние частоты нагружения на закономерности и микромеханизмы роста усталостных трещин в титановых сплавах / Л.Е. Матохнюк, Т.Ю. Яковлева // Проблемы прочности. -1988. -№1. -С.21-31.

7. Grosskreutz, J.C. Fine subgrain structure adjacent to fatigue cracks / J.C. Grosskreutz, G.G. Shaw // Acta metallurgica. -1972. -Vol. 20. N 4. -P.523-528.

8. Klesnil, M. Fatigue of metallic materials / М.Клеснил, Р. Лукáш. Amsterdam: Elsevier, 1992. -270 p.

9. Tumanov, N.V. Mechanisms of fatigue fracture in metals/ N.V. Tumanov // Proc. 7<sup>th</sup> Int. Conf. on Fatigue. Higher Education Press. -1999. -Vol. 2. -P. 765-770.

10. Туманов, Н.В. Механизм устойчивого роста усталостных трещин/ Н.В. Туманов // Механизмы деформации и разрушения перспективных материалов: тр. XXXV конф. «Актуальные проблемы прочности». -В 2 т. -Т.1. -Псков: 1999. -С. 307-314.

11. Туманов, Н.В. Стадийность кинетики усталостных трещин и механизм периодического расслаивания-разрыва / Н.В. Туманов // Деформация и разрушение материалов: тр. I междунар. Конф. -В 2 т. -Т.1. -М.: ИМЕТ РАН, 2006. -С. 85-87.

12. Cook, J. A mechanism for the control of crack propagation in all-brittle systems/ J. Cook, J.E. Gordon // Proc. Royal Soc. Ser. A. -1964. -Vol. 282, -N 1393. -P. 508-520.

13. Рыбин, В.В. Большие пластические деформации и разрушение металлов/ В.В. Рыбин. -М.: Металлургия, 1986. -224 с.

14. Инденбом, В.Л. Физика прочности сегодня / В.Л. Инденбом, А.Н. Орлов // Физика металлов и металловедение. -1992. -№4. -С. 4-7.

15. Туманов, Н.В. Реконструкция и прогнозирование развития усталостных трещин в дисках авиационных газотурбинных двигателей / Н.В. Туманов, М.А. Лаврентьева, С.А. Черкасова // Конверсия в машиностроении. -2005. -№4-5. -С. 98-106.

16. Сиратори, М. Вычислительная механика разрушения/ М. Сиратори [и др.]. -М.: Мир, 1986. -334 с.

### References

1. Makhutov N.A. Strength and safety: fundamental and applied study. Novosibirsk: Nauka, 2008. 528 p.

2. Tumanov N.V., Lavrenteva M.A., Cherkasova S.A. Safe non-destructive intervals determination of fracture critical parts // Assessment of reliability of materials and structures: problems and solutions. Proc. Int. Conf. Vol.2.

Sankt-Peterburg: Ed. Polytechnic University. 2008. P. 352-362.

3. Paris P., Erdogan F. A critical analysis of crack propagation laws // Journal of Basic Engineering (Trans. ASME). 1963. N 12. P. 528-534.

4. Bates R.C., Clark W.G. Fractography and fracture mechanics // Trans. Quart. ASM. 1969. Vol. 62, N 2. P. 380-389.

5. Ecobori T. Scientific background of strength and fracture. Kiev: Nauk. dumka, 1978. 352 p.

6. Matokhnyuk L.E., Yakovleva T.Yu. Influence of loading frequency on fatigue crack propagation micromechanisms in titanium alloys // Problems of strength. 1988. №1. P. 21-31.

7. Grosskreutz J.C, Shaw G.G. Fine subgrain structure adjacent to fatigue cracks // Acta metallurgica. 1972. Vol. 20, N 4. P. 523-528.

8. Klesnil M., Lukáš P. Fatigue of metallic materials. Amsterdam: Elsevier, 1992. 270 p.

9. Tumanov N.V. Mechanisms of fatigue fracture in metals // Proc. VII Int. Conf. on Fatigue. Higher Education Press, 1999. Vol. 2. P. 765-770.

10. Tumanov N.V. Mechanism of stable fatigue crack growth // Mechanisms of deformation and fracture of promising materials: Proc. XXXV Int. Conf. «Topical problems of strength». Vol.1. Pskov: 1999. P. 307-314.

11. Tumanov N.V. Fatigue crack kinetic stages and mechanism of periodic splitting-rupture // Deformation and structure of materials: Proc. I Int. Conf. Vol.1. Interkontakt Nauka, 2006. P. 85-87.

12. Cook J., Gordon J.E. A mechanism for the control of crack propagation in all-brittle systems // Proc. Royal Soc. Ser. A. 1964. Vol. 282, N 1393. P. 508-520.

13. Rybin V.V. Large plastic deformation and fracture of metals. Moscow: Metallurgia, 1986. 224 p.

14. Indenbom V.L., Orlov A.N. The state of the art in the physic of strength // Physic of metals and metal science. 1992. №4. P. 4-7.

15. Tumanov N.V., Lavrenteva M.A., Cherkasova S.A. Reconstitution and prediction of fatigue crack propagation in aero engine discs // Conversion in machine building of Russia. 2005. №4-5. P. 98-106.

16. Siratori M., Miesi T., Matsusita H. Computational fracture mechanics. Moscow: Mir, 1986. 334 p.

**MODELING STABLE GROWTH OF FATIGUE CRACKS IN AERO ENGINE TURBINE DISCS UNDER SIMPLE AND COMPLEX LOADING CYCLES**

© 2009 N. V. Tumanov, M. A. Lavrentyeva, S. A. Cherkasova, A. N. Servetnik

Techniques for modeling stable fatigue crack growth in highly stressed structural parts under simple and complex loading cycles have been developed which are based on the theory of local high-energy-type fracture mechanism acting at a crack front in the second stage of fatigue crack kinetics. The techniques have been verified with the use of 3D finite element modeling and microfractographic reconstitution of fatigue crack growth in aero engine turbine discs.

*low cycle fatigue (LCF), fatigue crack kinetic, mechanism of periodic splitting-rupture (MPSR), electron microscopy of a fracture surface, fatigue striations, finite element modeling*

**Информация об авторах**

**Туманов Николай Ваганович**, кандидат технических наук, начальник сектора Центрального института авиационного моторостроения. Тел. 552-90 37, 555-21-11. E-mail: [tumanov@rtc.ciam.ru](mailto:tumanov@rtc.ciam.ru). Область научных интересов: микромеханизмы развития усталостных трещин, многомасштабное моделирование развития усталостных трещин, электронная микроскопия поверхности разрушения (электронная микрофрактография), экспертиза разрушений.

**Лаврентьева Марина Александровна**, ведущий конструктор Центрального института авиационного моторостроения. Тел. 552-90 37, 555-21-11. Область научных интересов: микромеханизмы развития усталостных трещин, многомасштабное моделирование развития усталостных трещин, электронная микроскопия поверхности разрушения (электронная микрофрактография), экспертиза разрушений.

**Черкасова Светлана Александровна**, ведущий конструктор Центрального института авиационного моторостроения. Тел. 552-90 37, 555-21-11. Область научных интересов: микромеханизмы развития усталостных трещин, многомасштабное моделирование развития усталостных трещин, электронная микроскопия поверхности разрушения (электронная микрофрактография), экспертиза разрушений.

**Серветник Антон Николаевич**, инженер Центрального института авиационного моторостроения. Тел. 552-90 37, 555-21-11. Область научных интересов: микромеханизмы развития усталостных трещин, многомасштабное моделирование развития усталостных трещин, электронная микроскопия поверхности разрушения (электронная микрофрактография), экспертиза разрушений.

**Tumanov Nikolai Vaganovich**, Candidate of Engineering Science, laboratory head of Central Institute of Aviation Motors. Phone: 552-90 37, 555-21-11. E-mail: [tumanov@rtc.ciam.ru](mailto:tumanov@rtc.ciam.ru). Area of research: fatigue crack growth micromechanisms, multi-scale modeling fatigue crack growth, scanning electron microscopy of a fracture surface (electron microfractography), failure analysis.

**Lavrentyeva Marina Alexandrovna**, leading designer of Central Institute of Aviation Motors. Phone: 552-90 37, 555-21-11. Area of research: fatigue crack growth micromechanisms, multi-scale modeling fatigue crack growth, scanning electron microscopy of a fracture surface (electron microfractography), failure analysis.

**Cherkasova Svetlana Alexandrovna**, leading designer of Central Institute of Aviation Motors. Phone: 552-90 37, 555-21-11. Area of research: fatigue crack growth micromechanisms, multi-scale modeling fatigue crack growth, scanning electron microscopy of a fracture surface (electron microfractography), failure analysis.

**Servetnik Anton Nikolaevich**, engineer of Central Institute of Aviation Motors. Phone: 552-90 37, 555-21-11. Area of research: fatigue crack growth micromechanisms, multi-scale modeling fatigue crack growth, scanning electron microscopy of a fracture surface (electron microfractography), failure analysis.

УДК 621.9.01

## ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

© 2009 Д. Л. Скуратов, Е. В. Бурмистров, В. Н. Самыкин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрены причины развития автоколебаний при обработке резанием. Предложена математическая модель автоколебательного процесса при глубоком растачивании, которая позволила исследовать влияние различных факторов на устойчивость системы. Данные теоретических исследований позволили создать устойчивый к вибрациям инструмент. Экспериментальные исследования его применения подтвердили адекватность математической модели процесса растачивания и наметили пути повышения устойчивости, качества и производительности обработки.

*Автоколебания, математическая модель вибраций, станок, инструмент, деталь, обработка резанием расточные инструменты*

Процесс резания при обработке деталей двигателей летательных аппаратов (ДЛА) довольно часто сопровождается интенсивными вибрациями. Это связано, прежде всего, с высокой динамической напряженностью процесса резания, характерной для обработки нержавеющей и жаропрочных сталей и сплавов, титановых сплавов и других труднообрабатываемых материалов, которые широко используются в производстве ДЛА.

Кроме того, детали ДЛА, с целью снижения их веса, зачастую выполняются сложными по форме и ажурными. Наглядным примером могут служить валы роторов и диски турбин ГТД. Валы роторов турбин представляют собой полую тонкостенную равнопрочную конструкцию, имеют сложный контур наружных и внутренних поверхностей, характеризуются высокими требованиями к точности их размеров, формы и расположения, а также низкими параметрами шероховатости. Диски турбин также являются сложнофасонными деталями с множеством различных труднодоступных для обработки поверхностей – карманов, канавок, уступов, выточек лабиринтных уплотнений.

В результате при механической обработке не всегда удаётся обеспечить достаточную жёсткость и виброустойчивость обрабатываемой заготовки и режущих инструментов. Это приводит к их интенсивным вибрациям и, как следствие, к снижению

стойкости и надёжности инструментов, ухудшению качества обработанных поверхностей и прочностных характеристик деталей.

Основными причинами, определяющими возникновение и развитие автоколебаний в технологических системах при обработке резанием, по мнению большинства исследователей, являются:

- нелинейная зависимость силы резания от толщины и ширины среза, изменения которых вызваны относительными виброперемещениями заготовки и инструмента при возбуждении колебаний;
- регенерация автоколебаний вследствие обработки «по следу», оставляемому на поверхности резания режущей кромкой инструмента;
- наличие фазового сдвига между изменяющимися силой резания и толщиной среза (фазовая характеристика силы резания);
- «падающая» характеристика силы резания (уменьшение силы с увеличением скорости резания);
- периодические изменения переднего и заднего углов инструмента при возникновении колебаний.

Одной из трудоёмких операций при обработке деталей ДЛА, в частности вала турбины, является растачивание глубоких отверстий, которое обладает рядом специфических особенностей, а применяемые рас-



точные инструменты, в силу их недостаточной жёсткости и виброустойчивости, не обеспечивают требуемых параметров качества и производительности.

Для теоретического анализа автоколебаний при растачивании глубоких отверстий была разработана механико-математическая модель на основе использования аппарата дифференциально-разностных уравнений. Принципиальная схема колебательной системы и схема сил, действующих на резец, представлены на рис.1.

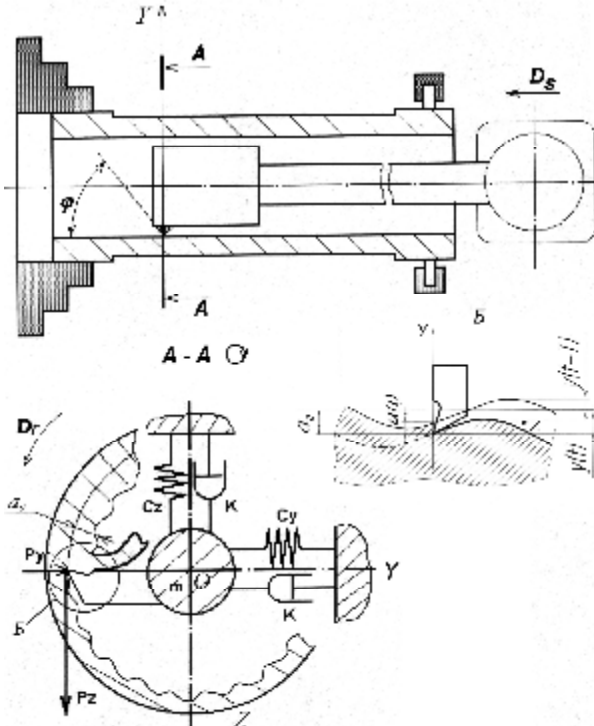


Рис.1. Расчётная схема глубокого растачивания

Приняты следующие допущения:

- в качестве доминирующей колебательной системы рассматривается консольно закреплённая оправка с расточной головкой;
- исследуются колебания только в плоскости YOZ, перпендикулярной оси заготовки;
- масса колебательной системы приведена к вершине резца, приведение осуществлялось в соответствии с [1].

Как видно из рис.1, заготовке сообщается главное вращательное движение  $D_r$ , а расточному инструменту – поступательное движение подачи  $D_s$ .

Математическая модель представлена в виде системы уравнений:

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + K \dot{y} + C_y y &= P_y(t), \\ m\ddot{z} + K \dot{z} + C_z z &= P_z(t), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $m$  – эквивалентная сосредоточенная масса колебательной системы;  $K$  – обобщённый коэффициент сопротивления (демпфирования);  $C_y, C_z$  – коэффициенты обобщённой жёсткости системы.

Для описания составляющих силы резания: радиальной  $P_y$  и касательной  $P_z$  - использовались степенные зависимости, приведенные в нормативах по режимам резания. Следует, однако, учесть, что при возбуждении колебаний в технологической системе фактические значения параметров сечения среза: толщины  $a$  и ширины  $b$  - начнут изменяться, что вызовет изменение составляющих силы резания  $P_y$  и  $P_z$ . Эти изменения становятся ещё более значительными начиная со второго оборота заготовки, когда обработка осуществляется «по следу» (рис.1).

Таким образом, составляющие  $P_y$  и  $P_z$ , с учётом указанных изменений параметров сечения среза, а также фазовой характеристики силы резания  $\tau$ , в качестве которой чаще всего принимается отставание силы резания от изменения толщины среза [2,3,4], могут быть представлены в виде

$$\begin{aligned} P_y &= C_{Py} \cdot \{b(t - \tau)\}^{X_{py}} \cdot \{a(t - \tau)\}^{Y_{py}} \{v(t)\}^{Z_{py}}, \\ P_z &= C_{Pz} \cdot \{b(t - \tau)\}^{X_{pz}} \cdot \{a(t - \tau)\}^{Y_{pz}} \{v(t)\}^{Z_{pz}}, \end{aligned}$$

где действительные значения толщины и ширины среза будут равны:

$$a(t - \tau) = s_0 \frac{t}{T} \sin \varphi - y(t - \tau) \cos \varphi \quad (2)$$

в течение первого оборота заготовки;

$$a(t - \tau) = s_0 \sin \varphi + [(y(t - T - \tau) - y(t - \tau))] \cos \varphi \quad (3)$$

при последующих оборотах заготовки, когда  $t > T$ ;

$$b(t - \tau) = \frac{t_0 - y(t - \tau)}{\sin \varphi}. \quad (4)$$

При этом, как видно из рис.1,  $y(t - \tau)$  - виброперемещение расточного резца в рассматриваемый момент времени  $t$  с учётом отставания  $\tau$ ; а  $y(t - T - \tau)$  - виброперемещение, которое имело место в течение предыдущего оборота заготовки, то есть в момент времени  $t - T$ , где  $T$  - время одного оборота заготовки. Эти виброперемещения как раз и определяют изменения толщины среза, вызванные возникшими колебаниями,

а также влиянием волнообразного следа, оставаемого на поверхности резания режущей кромкой инструмента. Кроме того, в выражениях (2-4):  $s_0$ -номинальное значение подачи за один оборот заготовки,  $t_0$ -номинальное значение глубины резания,  $\varphi$  - главный угол в плане расточного резца.

Виброперемещения резца в направлении оси  $Z$  вызывают изменение фактической скорости резания, величину которой с учётом скорости вибрационного движения вдоль оси  $Z$  можно представить в виде  $v(t) = v_0 + \dot{z}$ ,

где  $v_0$  - номинальное значение скорости.

При исследовании представленной модели на ПЭВМ необходимо учесть ряд ограничений: скорость виброперемещений в направлении оси  $Z$  не должна превышать номинальное значение скорости резания, а фактические значения толщины и ширины среза не должны быть меньше или равны нулю. В противном случае вследствие отрыва резца от заготовки процесс резания прекращается, и операторы составляющих силы резания  $P_y$  и  $P_z$  становятся равными нулю.

Решение системы уравнений (1) осуществлялось с использованием численного метода Рунге-Кутты четвёртого порядка точности в соответствии с разработанными алгоритмом и программой расчёта на ПЭВМ.

На рис.2. показано развитие автоколебаний в период с 3-го по 7-й оборот заготовки. При этом величина сдвига следов  $\Delta_c$  составила примерно 0,5 от периода колебаний  $T_k$ , что соответствует наибольшему изменению толщины среза и сил резания. Как видно из приведенных данных, наибольшее влияние на интенсивность колебаний, в частности на величину амплитуды, оказывают изменения толщины среза, вызванные регенеративным влиянием обработки «по следу». Уже на 7-м обороте заготовки с момента начала резания амплитуда радиальных колебаний  $A_y$  выросла в 5 раз по сравнению с 3-м оборотом и составила 8мкм.

Для подтверждения адекватности разработанной модели и результатов расчётов были проведены экспериментальные исследования колебаний при растачивании гидроцилиндров из конструкционной легированной стали 30ХГСА ( $\sigma_B=800$ МПа). При этом

использовалась стальная расточная оправка с поперечной жёсткостью  $C_z=3 \cdot 10^6$  и  $C_y=2,1 \cdot 10^6$  Н/м, на переднем конце которой с помощью ленточной резьбы закреплялись расточные головки различных конструкций, оснащённые резцами из твёрдого сплава Т15К6.

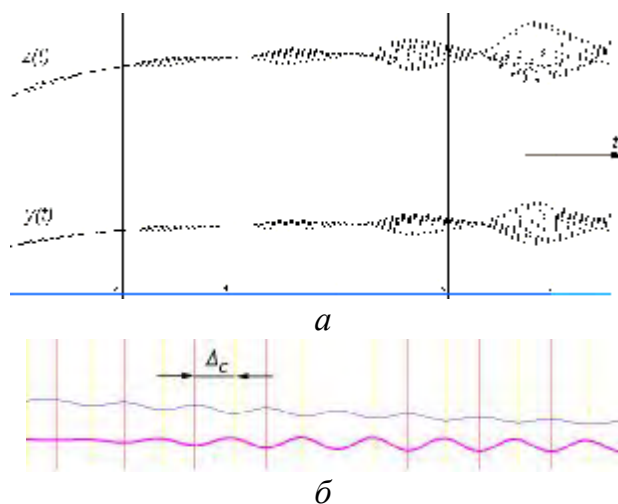


Рис.2. Развитие автоколебаний в процессе резания: а - расчётные виброграммы в период с 3-го по 7-й оборот заготовки; б - сдвиг вибрационных следов, образовавшихся в период 3 и 4-го оборотов ( $2A_y=16$ мкм,  $2A_z=12$ мкм,  $f=92,6$ Гц,  $T_k=11$ мс,  $\Delta_c=0,463T_k$ )

Амплитуда и частота колебаний измерялись с помощью токовихревых датчиков, специально разработанной виброизмерительной аппаратуры [4] и цифрового осциллографа LECROY Wave Surfer 424. Результаты измерений регистрировались на экране осциллографа и передавались в ПК для дальнейшей обработки и анализа.

На рис.3 приведены виброграммы, полученные экспериментальным и расчётным путём. Как видно из этого рисунка, установившиеся колебания носят явно регенеративный характер и представляют собой дупериодические колебания с основной частотой, близкой к собственной частоте системы  $\omega_0$ , и частотой биений, соответствующей частоте вращения заготовки. При этом значения амплитуд и частот колебаний, найденных по экспериментальным и расчётным виброграммам, неплохо согласуются друг с другом.

Для оценки устойчивости технологической системы при растачивании глубоких отверстий было также проведено качествен-

ное исследование разработанной модели.

После линеаризации правой части уравнения движения вдоль оси Y, проводя усреднение по периоду быстрых осцилляций

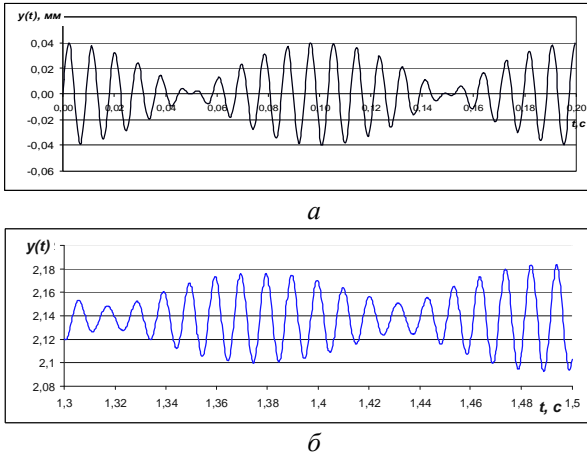


Рис.3. Автоколебания при растачивании глубоких отверстий: а - копия экспериментальной осциллограммы ( $A_y=40\text{мкм}$ ;  $T_K=10\text{мс}$ ); б - расчётная виброграмма ( $A_y=38\text{мкм}$ ;  $T_K=9,5\text{мс}$ ). Значения параметров:  $m=6\text{кг}$ ,  $K=4000\text{кз/с}$ ,  $C_y=2,1\cdot 10^6\text{ Н/м}$ ,  $t=1,5\text{мм}$ ,  $s_0=0,3\text{мм/об}$

$2\pi / \omega_0$ , получаем условие самовозбуждения автоколебаний:

$$\frac{2Y_{py}}{\omega_0} C_{py} b^{X_{py}} v^{Z_{py}} a_0^{Y_{py}-1} \sin \frac{\omega_0 T}{2} \times \cos \left[ \omega_0 \left( \tau + \frac{T}{2} \right) \right] > K, \quad (5)$$

или  $K_c > K$ , где  $K_c$  - коэффициент самовозбуждения колебаний;  $K$  - коэффициент демпфирования;  $\omega_0$  - круговая частота собственных колебаний системы,  $a_0 = s_0 \sin \varphi$  - номинальное значение толщины среза.

Анализ условия (5) позволяет построить границу устойчивости системы в координатах  $K_c - \omega_0$  (рис.4). Из рисунка видно, что для рассматриваемой технологической системы характерно чередование зон устойчивой и неустойчивой обработки в зависимости от собственной частоты колебаний, причём самовозбуждение системы с возрастанием собственной частоты заметно ослабевает.

В связи с тем что ширина зон устойчивости мала по сравнению с  $\omega_0$ , а колебания величины самовозбуждения системы слишком велики, вызывает сомнение возможность влиять на устойчивость системы путём тонкого изменения частоты собственных коле-

баний. Здесь имеется в виду способность колебательной системы отбирать моды с максимальным инкрементом (так называемый принцип подчинения).

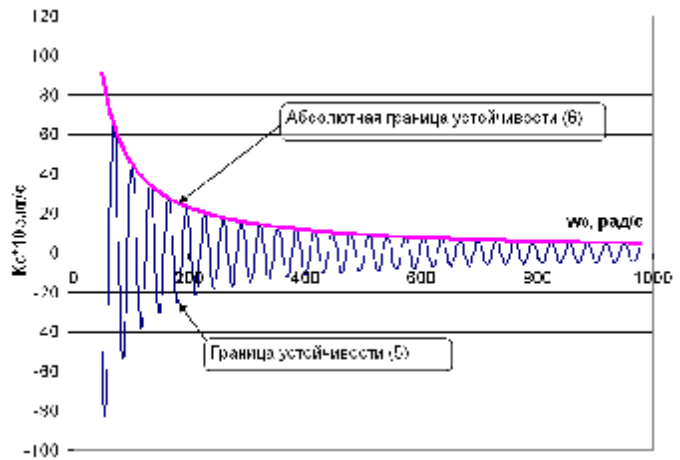


Рис.4. Границы устойчивости процесса резания. Исходные данные: сталь 30ХГСА ( $\sigma_B=800\text{МПа}$ ) – тв.сплав Т15К6;  $S_{py}=3200$ ,  $X_{py}=0,9$ ,  $Y_{py}=0,6$ ,  $Z_{py}=-0,15$ ;  $b_0=5\text{мм}$ ,  $a_0=0,3\text{мм}$ ,  $v=50\text{м/мин}$ ,  $\tau=0,001\text{с}$

Как показали численные исследования, граница предельного демпфирования совпадает с огибающей границы устойчивости (рис.4). При коэффициенте демпфирования  $K$  большем, чем значение, соответствующее огибающей, колебания затухают; при меньшем - возрастают.

Аналитическое описание границы предельного демпфирования, необходимого для устойчивого резания, можно получить, рассмотрев функцию

$$f(\omega_0) = \sin \frac{\omega_0 T}{2} \cos \left[ \omega_0 \left( \tau + \frac{T}{2} \right) \right] = \frac{1}{2} [\sin(\omega_0 (T + \tau)) - \sin(\omega_0 \tau)]$$

Проведем анализ функции  $f(\omega_0)$  на экстремумы, поскольку максимумам границы устойчивости соответствуют минимумы функции  $f(\omega_0)$  в выражении (5). В результате получаем

$$f_{\min}(\omega_0) = \frac{1}{2} \sin \left\{ \frac{3\pi}{2} + 2\pi n \right\} = -\frac{1}{2}.$$

Из этого следует, что условие самовозбуждения (5) можно заменить выражением, определяющим абсолютную границу устойчивости:

$$\frac{Y_{py}}{\omega_0} C_{py} \frac{b^{X_{py}}}{a_0^{1-Y_{py}}} v^{Z_{py}} = K \quad (6)$$

Тогда, как видно из (6), наибольшее влияние на возбуждение колебаний оказывает ширина среза  $b$ , увеличение же толщины среза  $a$  повышает устойчивость системы. Переходя к глубине резания  $t$  и подаче  $s_0$ , получим границу устойчивости для данных элементов режима резания (рис.5).

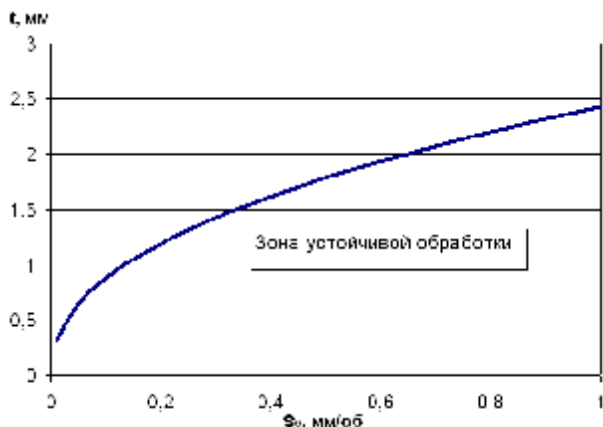


Рис.5. Граница устойчивых режимов резания при растачивании глубоких отверстий

Влияние скорости резания менее значительно и количественно соответствует влиянию на оператор силы резания.

Полученные данные подтверждаются результатами исследований влияния глубины резания и подачи на амплитуду колебаний (рис.6,7). Как видно из этих рисунков, расчётные и экспериментальные кривые хорошо согласуются друг с другом.

Кроме того, на рис.7 можно отметить области устойчивой и неустойчивой обработки при изменении величины продольной подачи. Так, при изменении подачи от 0,1 до 0,3 мм/об амплитуда автоколебаний практически не изменяется.

При увеличении подачи до 0,4 мм/об происходит скачкообразное (почти на порядок) снижение амплитуды. Следовательно, область устойчивой обработки будет ограничена диапазоном подач свыше 0,4 мм/об. При уменьшении глубины резания этот диапазон можно расширить до 0,3 мм/об. Таким образом, устойчивость чернового растачивания можно повысить, увеличив подачу и уменьшив величину снимаемого пропуска. Однако тонкое и чистовое растачивания,

осуществляемые с малыми подачами 0,1...0,2 мм/об, требуют использования специальных виброзащитных мер.

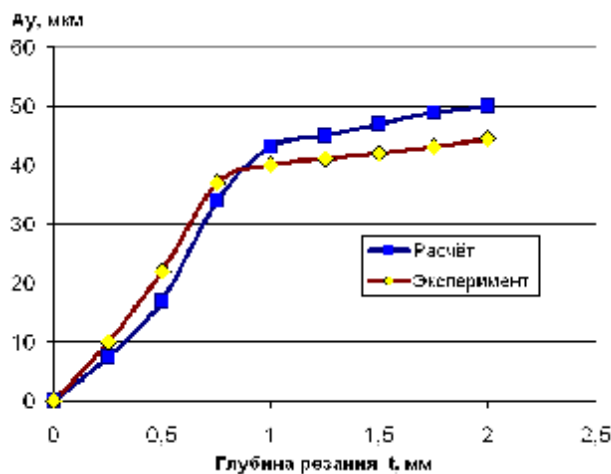


Рис.6. Зависимость амплитуды колебаний  $A_y$  от глубины резания ( $s_0=0,38$ мм/об)

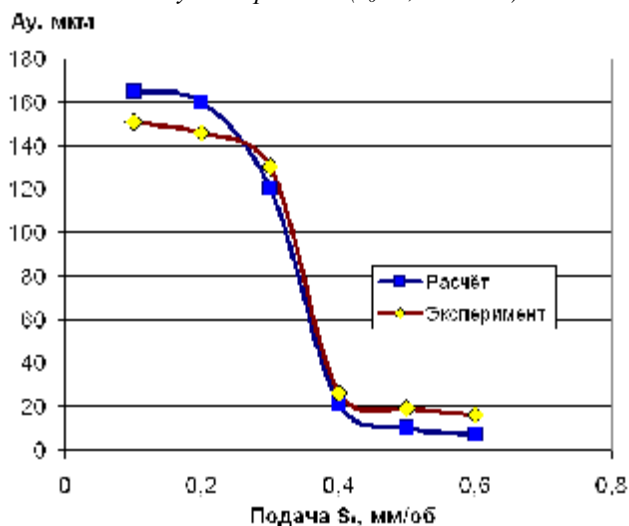


Рис.7. Зависимость амплитуды колебаний  $A_y$  от подачи ( $t=1$ мм)

Теоретические исследования, выполненные с использованием рассмотренной выше математической модели, позволили раскрыть механизм возникновения и развития колебаний при обработке резанием, определить условия, обеспечивающие повышение виброустойчивости технологических систем при глубоком растачивании, и предложить меры по усовершенствованию конструкции и геометрии применяемых расточных инструментов. В частности, на основе результатов, полученных при исследовании регенеративного влияния обработки «по следу» на интенсивность колебаний, была разработана виброустойчивая конструкция двухрезцовой расточной головки (патент РФ №2104827),

схема и общий вид которой приведены на рис.8, 9.

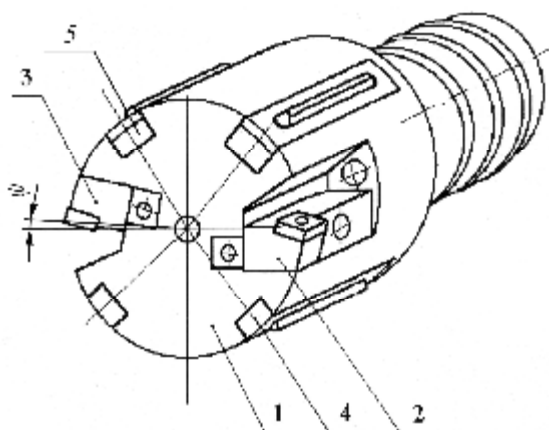


Рис.8. Виброустойчивая конструкция двухрезцовой расточной головки с угловым смещением резцовых блоков

Как видно из рис.8, в продольных пазах корпуса 1 установлены резцовые блоки 2, 3, положение которых может регулироваться в осевом и радиальном направлениях. Кроме того, предусмотрена возможность изменения углового расположения блока 3, что позволяет обеспечить наиболее эффективное взаимодействие следов от обработки двумя резцовыми блоками, когда суммарный регенеративный эффект минимизируется. Оптимальное расположение резцовых блоков для условий конкретной операции растачивания определялось путём расчётов на ПЭВМ.

В корпусе 1 установлены также две неподвижные твёрдосплавные направляющие 4 и два упруго-демпфирующих направляющих элемента 5, что обеспечивает надёжное базирование расточной головки и эффективное виброгашение. В качестве демпфирующего материала использовались прокладки из металлорезины МР, обладающей большим внутренним рассеянием энергии.

Предложенная конструкция расточной головки прошла лабораторные и производственные испытания при растачивании отверстий в гидроцилиндрах, изготовленных из стали 30ХГСА (диаметр отверстий 110мм, длина 1200мм), а также отверстий вала ротора турбины ГТД из жаростойкой стали 5Х12Н2МФАБ-Ш (диаметр отверстий 96мм, длина 1016мм).

При этом продольная подача изменялась в пределах 0,3...0,6 мм/об, глубина резания – от 1,0 до 2,5 мм, скорость резания –

от 40 до 110 м/мин.

Как показали проведенные испытания, применение расточных головок предложенной конструкции позволило снизить амплитуду колебаний в 2 раза по сравнению с расточными головками, применяемыми на производстве. Это дало возможность повысить режимы обработки в 1,25...2 раза и улучшить качество обработанных отверстий.



Рис.9. Общий вид двухрезцовой расточной головки

Отличительной особенностью разработанной математической модели является её универсальность. Это заключается в том, что она позволяет исследовать не только динамику процесса растачивания отверстий, в том числе и многолезвийными инструментами, но также колебательное движение технологической системы при обработке различного вида канавок, уступов, элементов лабиринтных уплотнений. Кроме того, эта модель может быть адаптирована также применительно к обработке точением наружных поверхностей как с продольной, так и с поперечной подачами инструмента.

#### Библиографический список

1. Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко.–М.: Физматиздат, 1967. - 342с.
2. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 360с.
3. Жарков, И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И.Г. Жарков. - Л.: Машиностроение, 1986. -184с.

4. Авдонин, Г.Т. Исследование технологических особенностей чистового точения при наличии автоколебаний / Г.Т. Авдонин // Дисс. канд. техн. наук. – Куйбышев, 1983. – 219с.

#### References

1. Timoshenko S.P. Fluctuation in engineering. – М.: Fizmatizdat, 1967. – 342pp.

2. Kudinov V.A. Dynamics of machine tools. – М.: Mechanical engineering, 1967. – 360pp.

3. Jarkov I.G. Vibration at processing by cutting. – L: Mechanical engineering, 1986. – 184pp.

4. Avdonin G. T. Research of technological features fair by cutting in the presence of self-oscillations//Diss. Cand.Tech.Sci. – Kuibyshev, 1983. – 219pp.

## INCREASE OF STABILITY OF TECHNOLOGICAL SYSTEMS AT PROCESSING OF DETAILS AIRCRAFTS ENGINES

© 2009 D. L. Skuratov, E. V. Burmistrov, V. N. Samykin

Samara State Aerospace University

The reasons of occurrence and development of self-oscillations are considered at processing by cutting. The mathematical model of self-oscillatory process is offered at processing of deep apertures which has allowed investigating influence of various factors on intensity of vibrations and stability of system. Taking into account results of theoretical researches designs of boring tools with the raised stability to vibrations have been developed. Experimental researches have confirmed adequacy of mathematical model and have allowed planning ways of increase of stability, quality and productivity of processing.

*Self-oscillations, mathematical model, machine, tool, detail, processing by cutting, boring tools*

#### Информация об авторах

**Скуратов Дмитрий Леонидович**, доктор технических наук, профессор кафедры механической обработки материалов Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru) Область научных интересов: структурно-параметрическая оптимизация технологических процессов механической обработки, процессы абразивной обработки.

**Бурмистров Евгений Васильевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры механической обработки материалов Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: исследование виброустойчивости технологических систем при механической обработке.

**Самыкин Виктор Николаевич**, инженер кафедры механической обработки материалов Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: исследование вибраций, возникающих при растачивании глубоких отверстий.

**Skuratov Dmitriy Leonidovich**, Doctor of technical science, professor of Materials mechanical operation department, Samara state aerospace university. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of research: technological processes of mechanical operation structure-parameter optimization and materials, abrasive operation.

**Burmistrov Evgeniy Vasilievich**, Candidate of technical science, Associate professor of Materials mechanical operation department, Samara state aerospace university. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of research: researching of technological system vibration stability at aircraft engine details machining.

**Samykin Victor Nikolayevich**, engineer of Materials mechanical operation department, Samara state aerospace university. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of research: researching of technological system vibration stability at deep holes boring.

## ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ СКВОЗНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЛЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО, ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ В АВИАЦИОННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

©2009 А. А. Казаков<sup>1</sup>, А. Г. Конюхов<sup>2</sup>

<sup>1</sup>НПК «Крона», г. Ижевск

<sup>2</sup>РСК «Миг», г. Москва

В статье описан опыт применения интегрированной CAD/CAM/CAPP системы для создания высокоскоростной и высокопроизводительной обработки на предприятиях авиационной промышленности. Рассмотрены наиболее важные аспекты обработки, влияющие на эффективность выборки. Представлены новые высокопроизводительные схемы обработки. Приведены практические результаты обработки деталей из алюминиевых сплавов и жаропрочных нержавеющей сталей.

*Высокоскоростное фрезерование, ADEM-VX, авиационная промышленность, толщина стружки, гладкость траектории, подача на зуб*

Авиастроение – очень показательная отрасль. Детали самолетов имеют довольно сложные формы и, как никакие другие, требуют комбинации различных стратегий обработки – обычное 2.5 и 3- координатное фрезерование, 3+2 и 5-координатная осевая обработка. Следовательно, и требования, предъявляемые технологами авиапредприятий к САМ-системам, особые. Во-первых, они должны иметь возможность совмещения всех видов обработки в одной управляющей программе. Во-вторых, максимально учитывать возможности станка – например, обеспечивать зажим угловых осей для повышения жесткости и др. В-третьих, они обязаны уметь если не все, то многое - при этом хорошо и быстро.

Что значит хорошо? То, что УП должна приводить к появлению годной детали – это даже не обсуждается. А вот насколько быстро и эффективно это достигается – мы и обсудим. Какие же критерии стоит считать основными при создании высокоскоростной и высокоэффективной обработки? Если говорить о больших скоростях, то наиболее важным, на наш взгляд, является выдерживание постоянной толщины стружки, снимаемой каждым зубом фрезы.

Второй по значимости является возможность создания гладких траекторий. В то же время для увеличения эффективности (читай скорости удаления материала) следует применять более производительные схемы

обработки. Следовательно, для увеличения скорости и эффективности фрезерования необходимо, чтобы САМ-система сочетала в себе три возможности:

1. Обеспечение постоянства толщины стружки.
2. Обеспечение гладкости создаваемой траектории.
3. Применение высокоэффективных схем выборки.

Большинство производителей инструмента при выборе рекомендуемых режимов резания указывают подачу на зуб. Конечно, ее можно использовать при задании высокоскоростной обработки, но с определенными ограничениями. Подача на зуб позволяет достоверно определять усилие резания только для припусков, которые равны или больше радиуса инструмента.

При меньших значениях припуска правильно определить усилие резания при помощи подачи на зуб практически невозможно. В результате необходимая сила резания не создается и происходит проскальзывание режущей кромки, особенно если снимаемый припуск меньше радиуса заточки фрезы. Такая ситуация, например, постоянно возникает при использовании трохoidalной обработки, поскольку происходит постоянное изменение снимаемого припуска и кривизны траектории.

Следовательно, наиболее эффективным механизмом определения усилий резания яв-

ляется задание толщины стружки. С ее помощью можно описать процесс обработки при любых значениях снимаемого припуска. Не случайно существует такое понятие, как минимальная толщина снимаемого слоя материала заготовки.

К сожалению, отдельного параметра, определяющего толщину стружки, в каталогах производителей инструмента мы найти не смогли, хотя это понятие было введено в практику более 10 лет назад. Определение оптимальной толщины стружки является основной задачей технолога. Назначая толщину стружки, за основу можно брать значение подачи на зуб, при этом на малых съемах реальная подача на зуб может быть увеличена в 1.5-2 и более раз.

И, как было сказано выше, обеспечение постоянства толщины стружки - это задача САМ-системы. Поэтому, опираясь на значение оптимальной толщины стружки, величину оборотов шпинделя, параметры инструмента и толщину снимаемого припуска, АДЕМ автоматически рассчитывает значение минутной подачи для каждого перемещения. При необходимости выполняется разбиение проходов на части, например, при входе в углы и выходе или при любом другом изменении припуска. В случаях, когда величина снимаемого припуска получается больше радиуса инструмента, значение толщины стружки трактуется как подача на зуб, а минутная подача, рассчитанная по этому значению, не меняется по ходу обработки.

Для более гибкого управления расчетом режимов резания, кроме оптимального значения толщины стружки АДЕМ позволяет указывать ее минимальные и максимальные значения, а для исключения неконтролируемого роста минутной подачи, которая может превышать максимальное для станка значение, ввести ограничивающий коэффициент. При визуализации изменения подачи участки траектории, на которых такая смена происходит, отображаются различными цветами (рис 1).

Следующим фактором, влияющим на оптимальность режимов обработки и общую эффективность управляющей программы, является гладкость создаваемых САМ-системой траекторий.

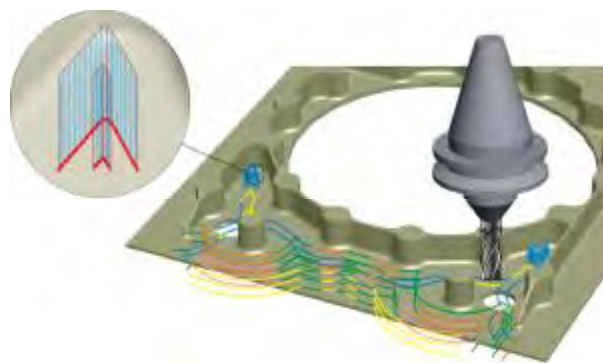


Рис. 1. Оптимизация подачи по толщине стружки  
подбор необработанных зон

Основная задача, которую решают гладкие траектории, это исключение резких переломов, что на больших скоростях приводит к чрезмерным нагрузкам на приводы станка и, как следствие, - уменьшению рабочей подачи. Последнее, в свою очередь, нарушает оптимальные режимы обработки, что приводит к искажению получаемой геометрии детали.

Но сама по себе гладкая траектория не обеспечивает постоянства режимов обработки, поскольку даже в этом случае будет иметь место сброс подачи станком. Следовательно, при любых изменениях траектории, даже гладких, условие постоянства толщины стружки должно сохраняться. Поэтому мы и вынесли критерий «гладкость траектории» на второе место.

Способ, которым обычно достигается гладкость, - это скругление всех участков перегиба радиусом определенного значения. Но скруглять абсолютно все изломы траектории необязательно. В нашей практике встречались станки, которые совершенно спокойно проходили участки с небольшим перегибом без торможения, поэтому оптимальным является решение, когда гладкость обеспечивается только в том случае, когда угол перелома траектории получается больше заданного значения. Как правило, это пороговое значение указывается производителем станка или определяется экспериментально. Именно таким образом возможности построения гладких траекторий реализованы в системе АДЕМ.

Часто можно услышать мнение о том, что гладкими должны быть все перемещения, как движения на подаче, так и на холостом ходу. На наш взгляд, в этом нет боль-



шой необходимости. Большинство систем ЧПУ трактуют ускоренные перемещения как быстрое позиционирование, которое выполняется с обязательным торможением в конце. Поэтому лучше иметь несколько длинных перемещений с перегибом, чем множество гладких, но коротких. Тем не менее, возможность создания гладких траекторий на холостом ходу в АДЕМе реализована и пользователь может выбрать нужный ему вариант: как правило, такие перемещения заменяются постпроцессором на движения с максимально возможной подачей, но это будут уже команды G1, а не G0.

В нашей системе можно найти еще одну возможность, связанную с позиционированием при высокоскоростном фрезеровании. Ее применение сокращает время работы управляющей программы примерно на 20% - это гладкий выход на участки с холостым ходом (рис. 2).

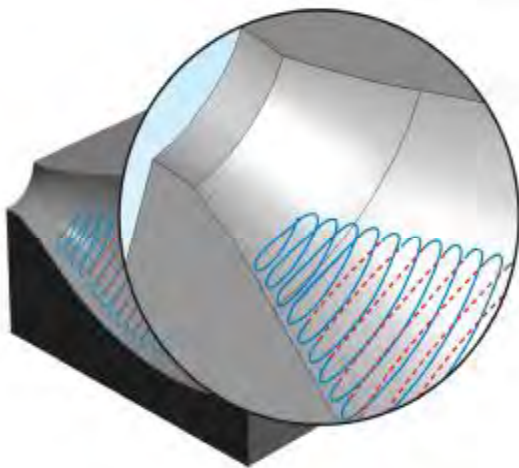


Рис. 2. Гладкий выход на ускоренное  
Позиционирование

Но такой подход реализован в АДЕМе пока только для схемы обработки «Петля» при трёхкоординатном фрезеровании.

И наконец, третий пункт - применение эффективных схем выборки. В АДЕМе существует достаточное количество различных видов траекторий, используя которые можно добиться нужного результата. Но поиск и реализация новых вариантов ведется непрерывно. Так в ходе практических работ, проведенных нашей компанией совместно со специалистами РСК «МИГ», были созданы рекомендации, позволяющие повысить эффективность черновой выборки. Эти рекомендации легли в основу разработки новых и

доработки существующих схем фрезерования. Было установлено, что одной из наиболее эффективных схем, дающей превосходные результаты по скорости удаления материала конструктивных элементов типа «Колодец» или «Окно», является спиральная эквидистантная траектория. При этом расстояние между соседними спиралями может достигать до 70% от диаметра инструмента. Система АДЕМ автоматически выделяет зоны обработки и строит спираль в каждой из них, опять же с учетом оптимальной толщины стружки. Заметим, что необходимость во врезании при такой схеме отсутствует, а количество холостых ходов сводится к минимуму (рис. 3).

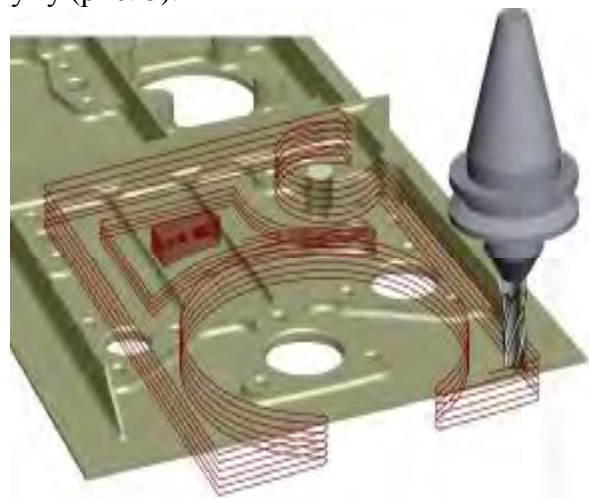


Рис. 3. Спиральная эквидистантная обработка  
колодца

Для «безаварийной» обработки по вышеуказанной схеме САМ-система должна обеспечить заданную глубину врезания каждого прохода, а при превышении максимально допустимого угла - автоматически уменьшать глубину врезания, а также обеспечить необходимую длину первого прохода, которая гарантирует отсутствие контакта нерабочей части торца фрезы с заготовкой. Заметим, что АДЕМ обеспечивает эти условия в автоматическом режиме.

Учитывая габариты деталей, обрабатываемых в авиационной промышленности, диаметр инструмента при такой выборке обычно лежит в пределах 30-40 мм. Это, в свою очередь, приводит к образованию «необработанных зон» - участков детали, куда инструмент физически не может проникнуть.

В таких случаях система АДЕМ запоминает эти участки и дает возможность их

последующей доработки инструментом меньшего диаметра. Но доработку можно проводить различными способами: описанной выше спиралью, с применением трохoidalной выборки и пр. Как ни странно, но использование трохoidalной обработки, которая считается наиболее привлекательной в этом случае, приводило к достаточно ощутимым вибрациям при последующей чистовой обработке.

Для обхода этой проблемы мы предлагаем использовать для подбора плунжерное фрезерование (рис.1). Данная схема обработки как бы высверливает материал на заданную глубину. Несмотря на то, что «плунжерка» оставляет на стенке гребешки, при последующих чистовых проходах вибрация ощутимо уменьшилась. В то же время плунжерная обработка, в виду того что основное усилие резания направлено вдоль оси инструмента, обеспечивает очень высокую скорость удаления материала.

Эффективность описанных методов была проверена при обработке различных материалов. Все тесты проводились на двух станках:

- Пятикоординатный станок фирмы HANDTMANN, модель UBZ-300. Данный станок при мощности шпинделя в 64 кВт и скорости вращения 16000 об/мин обеспечивает скорость перемещения на подаче 24 м/мин. Этот станок использовался для обработки высокопрочной нержавеющей стали и алюминиевых сплавов.

- WILLEMEN-MAKODEL M-920. Данный станок при мощности шпинделя в 11 кВт и скорости вращения 6000 об/мин обеспечивает скорость перемещения на подаче 12 м/мин. Этот станок использовался для обработки алюминия.

При черновой выборке окна (рис. 4) на детали из высокопрочной нержавеющей стали фрезой HM90 E90A-D32-4-M16 фирмы ISCAR была достигнута скорость удаления материала 18 кг/ч (при рекомендуемом НИАТ для этого материала максимальном значении в 5 кг/ч!). Использовались следующие режимы: скорость вращения шпинделя – 994 об/мин, толщина стружки – 0.18 мм. При этом эффективность использо-

вания инструмента возросла примерно в 2...3 раза.



Рис. 4. Черновая спиральная выборка окна

При фрезеровании более «легких» материалов результаты были еще заметнее. Обработывался фрагмент детали из алюминиевого сплава Д-19 с малым припуском трехзубой фрезой диаметром 20 мм. Скорость вращения шпинделя – 5500 об/мин. При активизации функции постоянной толщины стружки подача достигала значения 11800 мм/мин. Таким образом, подача на зуб составила 0,72 мм и превысила номинальную подачу (рекомендуемую производителем инструмента) почти в три раза.

Итак, из всего вышесказанного мы можем сделать вывод – для получения максимальной скорости удаления материала необходимо использовать все три описанные составляющие. Благодаря им мы получили результаты, позволяющие говорить о сокращении времени работы УП, созданных в системе ADEM-VX, минимум в два раза по сравнению с аналогичными САМ-системами, используемыми в авиационной промышленности. И достигается это, в первую очередь, благодаря постоянству толщины стружки. Применение современных схем обработки без этого неэффективно, а получение высокоскоростной и высокопроизводительной обработки просто невозможно.

#### Библиографический список

1. Быков, А.В. ADEM CAD/CAM/TDM. Черчение, моделирование, механообработка/ А.В. Быков, В.В. Силин, В.В. Семенников.- СПб.: БХВ-Петербург, 2003.
2. Гжиров, Р.И. Программирование обработки на станках с ЧПУ/ Р.И. Гжиров, П.П. Серебrenникий. М.: Машиностроение, 1990.

## References

1. Bykov A. and others «ADEM CAD/CAM/TDM. Drawing, modeling, machining», BHV-Peterburg, 2003.
2. Gzhirov R., Serebrennitsky P., «CNC Machining», Mashinostroenie, 1990

## EXPERIENCE OF USING THE END-TO-END DESIGN SYSTEMS FOR ENGINEERING OF HIGH-SPEED AND HIGH-EFFICIENCY MACHINING IN AIRCRAFT INDUSTRY

©2009 A. A. Kazakov<sup>1</sup>, A. V. Konuhov<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Krona, Izhevsk

<sup>2</sup> Mig, Moscow

This article describes the actual experience with the integrated CAD/CAM system for the high-speed and high-efficiency machining in the aircraft industry. Author examines the most important aspects of the machining, influencing the efficiency of the selection. New high-performance cut-maps are presented in the article. It also contains the practical results of machining of parts made of the aluminum alloy and stainless heat-resistant steel.

*Integrated CAD/CAM, high-speed machining, high-efficiency machining, aircraft industry, practical results of machining*

### Информация об авторах

**Казakov Алексей Александрович**, кандидат технических наук, директор центра разработок НПК «Крона». E-mail: [alex@adem.ru](mailto:alex@adem.ru). Область научных интересов: разработка систем технологической подготовки производства и создания управляющих программ для станков с числовым программным управлением.

**Конюхов Александр Геннадьевич**, заместитель начальника отдела ОАО "РСК "МиГ". Область научных интересов: высокоскоростная и высокоэффективная обработка на оборудовании с числовым программным управлением.

**Kazakov Alexey Alexandrovich**, candidate of Engineering Science, head of the development centre of NPK «Krona». E-mail: [alex@adem.ru](mailto:alex@adem.ru). Area of research: development of process-engineering systems, creation of control programs for CNC machine tools.

**Konuhov Alexander Gennadievich**, expert CAD/CAM, technologist, RSK «Mig». Area of research: development of process-engineering systems.

УДК 629.7.018.3:623.5

## АНАЛИЗ И БАЛЛИСТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ С ПРИСОЕДИНЕННОЙ КАМЕРОЙ ПОДГОНА

©2009 А. И. Сафронов<sup>1</sup>, В. В. Потапенко<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Тольяттинский госуниверситет

<sup>2</sup>Тольяттинский военный технический институт

На основе модели двухфазной двухскоростной среды проводится численное моделирование нетрадиционной схемы с присоединённой камерой подгона. Возможно повышение начальных скоростей метаемых элементов с  $C_q=4,55$  кГ/дм<sup>3</sup> примерно на 7% при неизменных максимальных давлениях на дно закрытого торца цилиндрического канала по сравнению с классической схемой метания.

*Баллистическое проектирование, баллистическая система, присоединённая камера подгона*

Схема с присоединённой камерой подгона (рис.1) позволяет повышать начальные скорости метания элементов, что необходимо для практики.

В данной работе рассматривается возможность получения выигрыша в начальной скорости метаемого элемента для модельной установки с использованием присоединённой камеры подгона при неизменном максимальном давлении на дно закрытого торца цилиндрического канала по сравнению с классической схемой метания.

В этом случае решается задача движения метаемого элемента по цилиндрическому каналу под действием газов, образующихся при постепенном горении топлива в двух областях. Топливо во второй области воспламеняется через некоторое время (время задержки зажигания) после воспламенения основного заряда.

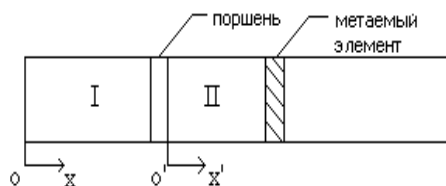


Рис. 1. Схема метания с присоединённой камерой подгона:

I – область основного заряда; II – область присоединённой камеры подгона

Разделение общей массы заряда на две части является частным случаем. Возможно рассмотрение трех и более областей. Между двумя частями топлива помещается поршень. Поршень совершает движение по цилиндрическому каналу под действием давления газов, образующихся в результате сгора-

ния топлива. В начальный момент времени в движение приходит вся сборка, состоящая из присоединённой камеры подгона (поршень + топливо во второй области) и метаемого элемента. Через некоторый промежуток времени  $t_3$  (время задержки зажигания) воспламеняется заряд в присоединённой камере подгона (будем называть его присоединённым), в результате давление во второй области повышается; и в момент, когда сила сопротивления становится больше силы, ускоряющей сборку, последняя разделяется: метаемый элемент отделяется и далее движется вперед самостоятельно, а поршень притормаживается. При достижении метаемым элементом конца ствола расчет заканчивается. Основным положительным свойством этого процесса является то, что за счет работы присоединённого заряда происходит перераспределение энергии: часть энергии идет на дополнительное ускорение, вследствие которого достигается выигрыш в скорости по сравнению с системами использующими классическую схему метания.

Математическое моделирование схемы с присоединённой камерой подгона основано на подходе механики гетерогенных сред [1,2], модифицированного для внутренней баллистики ствольных систем в [3], и проводится при следующих основных допущениях:

- движение камеры подгона (поршень + присоединённый заряд) и метаемого элемента начинается при достижении давления форсирования;
- начальный период для основного и присоединённого зарядов не учитывается;

- горение частиц пороха происходит по геометрическому закону;
- вязкость и теплопроводность существенны только в процессах взаимодействия фаз;
- до момента разделения сборки частицы присоединённого заряда неподвижны относительно сборки;
- после разделения сборки частицы присоединённого заряда могут выпадать на поршень; при равенстве пористости некоторой предельной величине вблизи поршня частицы начинают двигаться со скоростью поршня до тех пор, пока пористость не станет выше предельной;
- при движении элементов схемы метания (сборки, затем поршня и метаемого элемента) не учитываются трение и сопротивление воздуха в стволе;
- присоединённый заряд воспламеняется мгновенно в момент времени, соответствующий времени задержки зажигания;
- после воспламенения присоединённого заряда перетоки между областями I и II отсутствуют.

Система уравнений, описывающая процессы в области I, записывается в инерциальной системе координат  $(0, x)$ , в области II – в неинерциальной системе координат  $(0', x')$ , связанной с поршнем (рис. 1). Далее приводится система уравнений, которая при  $N=0$  описывает процессы в области I, а при  $N=1$  и замене переменных и параметров на переменные и параметры со штрихом «'» ( $u \equiv u'$  и т.д.) описывает процессы в области присоединённого заряда (области II) после воспламенения всего присоединённого заряда.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho s \varphi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u s \varphi) = M; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho s \varphi u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho s \varphi u^2 + p s \varphi) = M \omega - \tau_{TP} + p \frac{\partial s \varphi}{\partial x} - N \rho S \varphi \frac{du_{II}}{dt}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho S \varphi E) + \frac{\partial}{\partial x}(S \varphi u (\rho E + p)) = -p \frac{\partial(1-\varphi)S\omega}{\partial x} - \tau_{TP} \omega + M \left( Q + \frac{\omega^2}{2} \right) - N \rho S \varphi u \frac{du_{II}}{dt}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_2(1-\varphi)S) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_2(1-\varphi)S\omega) = -M; \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_2(1-\varphi)S\omega) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_2(1-\varphi)S\omega^2) + (1-\varphi)S \frac{\partial p}{\partial x} = \tau_{TP} - M\omega - N\rho_2(1-\varphi)S \frac{du_{II}}{dt}; \quad (5)$$

$$\frac{\partial z}{\partial t} + \omega \frac{\partial z}{\partial x} = \frac{a_1 p}{e_b} \quad (6)$$

$$P \left( \frac{1}{\rho} - \alpha \right) = RT \quad (7)$$

$$E = \varepsilon + \frac{u^2}{2};$$

$$\varphi = 1 - n\Lambda_0(1 - \varphi(z))$$

$$\psi(z) = \kappa_1 z(1 + \lambda_1 z)$$

$$M = SnS_{02}\rho_2\sigma(z)a_1p \quad (8)$$

$$\sigma(z) = 1 + 2\lambda_1 z$$

$$\tau_{TP} = \frac{1}{2} C_x \rho (u - \omega) |u - \omega| S_n \frac{\pi d_{op}^2}{4} * (1 - \psi(z))^{2/3};$$

$$C_x = \begin{cases} \frac{24}{Re} + 0.48; & 0 < Re < 3 \cdot 10^5; \\ 0.1, & Re \geq 3 \cdot 10^5; \end{cases}$$

$$Re = \frac{\rho |u - \omega| \varphi \sqrt{S_{02}}}{\mu}.$$

Здесь  $t$  – время;  $x$  – координата;  $P$  – давление;  $\rho$  – плотность;  $\rho_2$  – плотность вещества топлива;  $T$  – температура;  $T_0$  – температура продуктов горения топлива;

$u$  – скорость газа;  $\omega$  – скорость частиц;  $\varphi$  – пористость;  $E, \varepsilon$  – полная и внутренняя энергия единицы объёма газа;  $S$  – площадь поперечного сечения канала;  $Z$  – относительная толщина сгоревшего свода;  $M$  – скорость массоприхода от горения топлива;  $\tau_{TP}$  – сила взаимодействия между фазами;  $N$  – признак системы координат;  $du_{II}/dt$  – ускорение поршня;  $Q$  – тепловой эффект горения топлива;  $R$  – универсальная газовая постоянная;  $\alpha$  – коволюм;  $a_1$  – коэффициент в законе

скорости горения;  $e_B$  – толщина горящего свода зерна топлива;  $n$  – концентрация;  $\Lambda_0$  – начальный объём частицы топлива;  $\Psi(z)$  – относительный сгоревший объём частицы топлива;  $\kappa_1, \lambda_1$  – коэффициенты формы частиц топлива;  $S_{02}$  – начальная площадь частиц топлива;  $\sigma(z)$  – относительная горящая поверхность частицы топлива;  $C_x$  – коэффициент сопротивления;  $d_{OP}$  – диаметр шара эквивалентного по объёму частице топлива;  $\pi$  – число Пи;  $Re$  – число Рейнольдса;  $\mu$  – вязкость газа.

Начальные условия в области I:

$$T(x,0)=T_G; \quad P(x,0)=P_\Phi; \quad u(x,0)=\omega(x,0)=0; \\ \varphi(x,0)=\varphi_H;$$

$$\psi_H = \frac{1/\Delta - 1/\rho_2}{\frac{f}{P_\Phi} + \alpha - \frac{1}{\rho_2}}; \quad z_H = \frac{2\psi_H}{\kappa_1(1+\sigma_H)}; \\ \sigma_H = \sqrt{1 + 4 \frac{\lambda_1}{\kappa_1} \psi_H}.$$

Здесь  $\Delta$  – плотность заряжания;  $f$  – сила топлива;  $P_\Phi$  – давление форсирования.

Индексы:

$n$  – означает начальные значения переменных и параметров;  $G$  – относится к газу.

Граничные условия:

$$u(0,t) = \omega(0,t) = 0; \quad u(x_{II},t) = u_{II};$$

$$u'(0,t) = \omega'(0,t) = 0; \quad u'(x'_s,t) = u'_s.$$

Здесь  $x_{II}$  – координата положения левой границы поршня;  $x_s$  – координата положения дна метаемого элемента;  $u_{II}$  – скорость поршня;  $u_s$  – скорость метаемого элемента.

Индексы:

$II$  – означают, что параметры относятся к поршню;  $s$  – к метаемому элементу.

Значения переменных  $x_{II}, x'_s, u_{II}, u'_s$  определяются интегрированием уравнения движения сборки, а после её разделения – уравнений движения поршня и метаемого элемента.

$$\left. \begin{aligned} m_{CB} \frac{du_{II}}{dt} &= P_1 S \\ q_s \frac{du'_s}{dt} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad t \leq t_R; \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} m_{II} \frac{du_{II}}{dt} &= (P_1 - P_2) S \\ q_s \frac{du'_s}{dt} &= P_3 S - q_s \frac{du_{II}}{dt} \end{aligned} \right\} \quad t > t_R. \quad (12)$$

Здесь  $P_1$  – давление на поршень слева;  $P_2$  – давление на поршень справа;  $P_3$  – давление на дно метаемого элемента;  $m_{CB}$  – масса сборки;  $m_{II}$  – масса поршня и осевших на него частиц;  $q_s$  – масса метаемого элемента;  $t_R$  – момент разделения сборки.

Момент разделения сборки  $t_R$  определяется из условия разделения:

$$p_3 > \frac{q_s}{q_{II}} (P_1 - P_2). \quad (13)$$

Физический смысл (13) состоит в следующем: разделение сборки происходит в тот момент времени, когда ускорение поршня под действием сил давления на него становится меньше ускорения метаемого элемента, возникающего под действием силы давления на метаемый элемент.

Начальные условия во второй области для системы уравнений (1) – (7) с замыкающими соотношениями (8) определяются в момент достижения времени задержки зажигания присоединённого заряда  $t_3$  для параметров этого заряда и давления форсирования  $P_{\Phi 2}$ .

Система уравнений (1) – (12) решается численно методом С.К. Годунова [4], где потоки массы, импульса и энергии в уравнениях (1) – (3) определяются из решения задачи распада произвольного разрыва параметров газа на скачке площади сечения [5]. В уравнениях (4) – (5) потоки массы и импульса находятся из решения задачи распада произвольного разрыва для среды, не имеющей «собственного» давления. Уравнение (6) решается методом, аппроксимирующим конвективный член разностями против потока. Уравнения (11) – (12) решаются методом Эйлера, где давления  $P_1, P_2, P_3$  определяются из решения задачи распада произвольного разрыва параметров газа на неподвижной непроницаемой поверхности [4].

Расчётные области I и II покрываются разностной сеткой с шагами  $h$  и  $h'$  соответственно.

Для проведения расчётов была выбрана система с диаметром канала 0,1 м с относительной длиной канала 7,0;  $C_q=4,55 \text{ кг/дм}^3$  для метаемого элемента,

где  $C_q = \frac{q_s}{d^3}$ ,  $d$  – диаметр канала баллистической системы;

$C_q=1,28 \text{ кг/дм}^3$  для поршня. Параметры составов основного и присоединённого зарядов были выбраны по данным [3].

В таблице приведены максимальные безразмерные давления на дно закрытого торца цилиндрического канала  $P^I_{\text{max}}$ ; в области II –  $P^{II}_{\text{max}}$ ; на дно метаемого элемента –  $P^{\text{Э}}_{\text{max}}$ ; конечные импульсы топлив в области I –  $I_k$  и в области II –  $I'_k$ ; время задержки зажигания –  $t_3$  для нескольких расчётных вариантов схемы с присоединённой камерой подгона, при различных значениях масс основного заряда  $\omega_1$  и масс присоединённого заряда  $\omega_2$ . В строках 7,8 таблицы

представлены результаты расчёта при классической схеме метания на той же установке.

Из таблицы видно, что во всех приведённых расчётных значениях безразмерная дульная скорость при схеме с присоединённой камерой подгона выше расчётной скорости при классической схеме метания. При этом максимальное давление на дно закрытого торца цилиндрического канала и максимальное давление в области II в случае использования схемы с присоединённой камерой подгона не выше максимального давления на дно закрытого торца канала для классической схемы метания.

При увеличении массы присоединённого заряда (за счёт увеличения плотности заряжания в области II при постоянном её начальном объёме) дульная скорость увеличивается (таблица, строки 1, 2, 3, 4) при близких значениях максимальных давлений в области II и на дно метаемого элемента.

Таблица 2-Расчётные значения баллистических параметров схемы с присоединённой камерой подгона

№ п/п	$\omega_1$ кг	$\omega_2$ кг	$t_3$ мс	$P^I_{\text{max}}$ б/р	$P^{II}_{\text{max}}$ б/р	$P^{\text{Э}}_{\text{max}}$ б/р	$I_k$ МПа·с	$I'_k$ МПа·с	$V_d$ б/р
1	6,5	0,8	6,552	0,5934	0,5904	0,5813	1,02113	0,19426	1,657
2	6,5	0,9	6,553	0,5946	0,5910	0,5788	1,02546	0,23000	1,677
3	6,5	1,0	6,554	0,5936	0,5896	0,5851	1,03129	0,26888	1,690
4	6,5	1,1	6,578	0,5933	0,6009	0,5904	1,03645	0,30927	1,698
5	6,5	1,2	6,579	0,5929	0,5831	0,5754	1,04167	0,36019	1,691
6	7,0	1,1	6,504	0,5944	0,5924	0,5836	1,14897	0,32842	1,718
7	6,5	—	—	0,5916	—	0,3076	0,95030	—	1,610
8	7,0	—	—	0,5939	—	0,3004	0,99044	—	1,631

Примечание: б/р - означает, что параметры приведены в безразмерном виде.

При дальнейшем увеличении  $\omega_2$  дульная скорость начинает падать, так как при обеспечении ограничения максимального давления в области II не выше 0,5937 появляется недогорание присоединённого заряда, а если уменьшать  $I'_k$ , обеспечивая полное сгорание присоединённого заряда, нарушается ограничение на максимальное давление в области II. Увеличение массы основного заряда позволяет увеличить дульную скорость до 1,718 при заданных ограничениях на максимальное давление (таблица, строка 6).

Результаты расчётов по двухфазной двухскоростной модели схемы выстрела с присоединённым зарядом хорошо согласуются с расчётными данными по модели газопороховой смеси при фиксированных пара-

метрах процесса метания.

Таким образом, реализация схемы с присоединённой камерой подгона на модельной установке с диаметром цилиндрического канала 0,1 м позволит повысить начальные скорости метаемых элементов с  $C_q=4,55 \text{ кг/дм}^3$  примерно на 7% при неизменных максимальных давлениях на дно закрытого торца цилиндрического канала по сравнению с классической схемой метания элементов.

### Библиографический список

1. Рахматуллин, Х.А. Основы газодинамики взаимопроникающих движений сжимаемых сред/ Х.А. Рахматуллин //ПММ. – 1956. – Т.20. – Вып.1. – С.184-195.

2. Нигматулин, Р.И. Динамика многофазных сред. Ч.1. / Р.И. Нигматулин – М.: Наука, 1987. – 464 с.

3. Русяк, И.Г. Внутрикамерные гетерогенные процессы в ствольных системах/ И.Г. Русяк, В.М. Ушаков. Екатеринбург: УрО РАН, 2001.-259 с.

4. Численное решение многомерных задач газовой динамики/ С.К. Годунов [и др.],- М.:Наука.1976.- 400с.

5. Якушев, И.К. Распад произвольного разрыва в канале со скачком площади сечения/ И.К. Якушев // Известия СО АН СССР. –Сер. техн. наук.- 1967.-Вып. 2.- №8.-С.109-120.

of interperetrative motions of the squeezed environments//Applied mathematics and mechanics-1956.-v.20-p. 184-195.

2. Nigmatulin R.I. Dynamics of many-phased environments. Part I. - М.: Science, 1987, p. 464

3. Rusyak I. G., Ushakov V. M. Inside-chamber gcterogennyye processes in the barrel systems. Ekaterenburg: Uralski department RAS, 2001, p. 259

4. Godunov S.K., Zabrodin A.V., Ivanov M.L, Kraiko A.I., Prokopov G.I. Numeral decision of problem of gas dynamics.-М.:Science.-1976, p.400

5. Yakushev I.K. Disintegration of arbitrary gap in canal with bound of area section// News SD AS USSR, issue 2, № 8, series of technical sciencs.-1967, p. 109-120

### References

1. Rahmatulin H.A. Bases of gazodimamiki

## ANALYSIS AND BALLISTICS PROJECT THE GUN TUBE SYSTEM WITH A JOINED DRIVE ON CHAMBER

©2009 A. I. Safronov<sup>1</sup>, V. V. Potapenko<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Togliatty State University,

<sup>2</sup>Togliatty military engineering Institute

On the basis of the mathematical model of internal gun's ballistics with two phases and two velocities of phases the numerical simulation of non traditional scheme of throwing was carried out. The possibility of increasing of initial velocities of missiles with  $C_q=4,55$  kilogram - force per cubic decimeter at about 7% comparison with classical scheme of throwing on conditions that maximum pressures are invariable.

*Ballistics Project, Gun Tube System, Joined Drive on Chamber*

### Информация об авторах

**Сафронов Александр Иванович**, доктор физико-математических наук, старший научный сотрудник Тольяттинского государственного университета. Тел. 637401. E-mail: [safr.a@mail.ru](mailto:safr.a@mail.ru). Область научных интересов: механика гетерогенных систем, численное моделирование процессов в импульсных системах.

**Потапенко Вячеслав Викторович**, заместитель начальника факультета, начальник учебной части Тольяттинского военного технического института. Тел. +79608431311, E-mail: [pww@mail.ru](mailto:pww@mail.ru). Область научных интересов: механика гетерогенных систем, численное моделирование процессов в импульсных системах.

**Safronov Alexander Ivanovich**, Doctor, Head of Math. Physics Department of Togliatty State University. Phone: 637401. E-mail: [safr.a@mail.ru](mailto:safr.a@mail.ru). Area of research: mechanics heterogeneous Systems, numerical modeling Processes in Impulses Systems.

**Potapenko Vyacheslav Viktorovich**, Deputy of battalion commander chief of study department of Togliatty military engineering institute. Phone: +79608431311. E-mail: [pww@mail.ru](mailto:pww@mail.ru). Area of research: mechanics heterogeneous Systems, numerical modeling Processes in Impulses Systems.



## ПРОЕКТИРОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЙ В СОСТАВЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

©2009 А. С. Виноградов, А. С. Мятлев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Показано влияние конструкции уплотнения на работу системы внутреннего воздухообеспечения ГТД. Сформирован подход к проектированию системы с учетом взаимовлияния газовых уплотнений и изменения радиальных зазоров. Предложены методы и средства для реализации указанных принципов при проектировании ГТД.

*Газотурбинный двигатель, система внутреннего воздухообеспечения, лабиринтное уплотнение, радиальный зазор, регулирование зазора, тепловое состояние двигателя*

Дальнейшее совершенствование авиационных двигателей и двигателей энергетических установок связано с улучшением их экономичности и параметров надежности. Улучшение экономичности может достигаться не только за счет повышения параметров цикла, но и за счет развития элементов конструкции. Одним из важных направлений в этой связи является совершенствование конструкций уплотнений, находящихся в тракте двигателя.

Традиционный метод проектирования уплотнений базируется на рассмотрении уплотнения как отдельного элемента конструкции: определяются параметры уплотняемой и уплотняющей сред, режимы работы (частота вращения), далее вычисляется герметичность. Однако работу и эффективность уплотнения можно существенно улучшить, если рассматривать уплотнение, с одной стороны, как элемент узла опоры (или элемент масляной системы), а с другой — как элемент системы внутреннего воздухообеспечения.

Система внутреннего воздухообеспечения, о которой ведется речь, является обобщенным понятием, которое включает в себя систему охлаждения, наддува и суфлирования полостей опор, управления осевыми усилиями на подшипниках опор роторов, обеспечения работы противообледенительной системы и другие. Уплотнение же (лабиринтное, контактное торцевое, бесконтактное торцевое) входит в состав большинства перечисленных элементов общей системы, а значит и влияет на ее общую эффективность.

Зачастую потребление воздуха на нужды системы внутреннего воздухообеспечения рассматривается как внесение дополнительных потерь в рабочий процесс двигателя. Действительно, воздух, отбираемый из тракта на нужды упомянутой системы, может не участвовать в непосредственном создании тяги. Поэтому количество отбираемого воздуха всегда определяется как компромисс между высокими параметрами двигателя и его безопасной и надежной работой.

Существует определенное взаимовлияние уплотнений газовоздушного тракта и элементов воздушной системы [1]. Чтобы определить его, предлагается следующая последовательность.

Производится определение параметров рабочего тела (статические и полные давления, температуры, скорость) во всех сечениях тракта двигателя. Эти данные могут быть определены по результатам термогазодинамического расчета и газодинамического проектирования узлов.

Предварительное назначение номинальных осевых и радиальных зазоров и допусков на них.

В результате полного термомеханического расчета двигателя определяются тепловое состояние ротора и статора, а также действительные значения зазоров. Сформированная математическая модель системы позволяет оценить и взаимовлияние зазора в различных уплотнениях, и изменение теплового состояния элементов конструкции горячей части двигателя.

После определения рабочих значений радиальных и осевых зазоров принимается решение об изменении конструкции. В зависимости от требований величины радиальных зазоров могут быть оптимизированы, например, за счет применения систем активного/пассивного регулирования. Герметичность уплотнений можно повысить путем совершенствования конструкции уплотнения либо изменением его типа (если применить уплотнение с газостатическим эффектом, то герметичность повысится на порядок, что положительно скажется и на экономичности двигателя в целом).

Для реализации подобного подхода было выбрано лабиринтное уплотнение за компрессором высокого давления двигателя НК-93.

При проектировании системы внутреннего воздухообеспечения газотурбинного двигателя и системы охлаждения турбины как наиболее сложной ее части, как правило, рассматривается несколько различных вариантов конструктивного исполнения. После компоновки каждого из таких вариантов возникает необходимость оценки параметров системы и выбора оптимального варианта. В качестве критерия оценки качества системы выступают выполнение требований технического задания по охлаждению деталей горячей части, уровень утечек воздуха в тракт, расход воздуха и другие.

Такой подход приводит к возникновению необходимости решения обратной задачи: по известной геометрии каналов и значениям газодинамических параметров (как правило — давления и температуры) необходимо определить параметры потоков по всей сети. При этом расчет должен учитывать влияние подогрева потока, поскольку температуры элементов системы обладают значительной неравномерностью.

Возникает противоречие: с одной стороны, для расчета параметров системы воздухообеспечения необходимо определить температуры элементов системы, а с другой — для определения температуры элементов системы нужно знать параметры системы воздухообеспечения (расходы воздуха, давления и температуры, коэффициенты теплоотдачи). Необходимо также учитывать, что при изменении температуры элементов системы

происходит и изменение геометрии каналов, что вызывает изменение газодинамических параметров в системе воздухообеспечения и далее влияет на тепловое состояние двигателя. В некоторых случаях это противоречие может быть разрешено предварительным назначением температур стенок каналов по прототипу или экспериментальным данным. Очевидно, что такой подход не является универсальным и не может быть использован во всем диапазоне возможных конструкций газотурбинных двигателей.

Обозначенная задача может быть решена методом последовательных приближений. Основным инструментом такого рода решений является метод конечных элементов. С его помощью могут быть решены тепловая и структурная задачи, а также задача определения гидравлических параметров системы внутреннего воздухообеспечения. На рис. 1 показана блок-схема получения такого решения. Рассмотрим ее основные элементы.

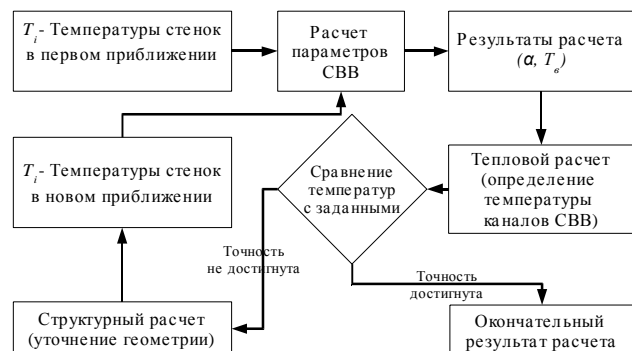


Рис. 1. Блок-схема термомеханического расчета двигателя

На первом этапе происходит предварительное назначение температур элементов системы внутреннего воздухообеспечения. Эта температура может быть задана как произвольно, так и по данным двигателя-прототипа. Последнее позволит снизить число итераций, необходимое для достижения заданной точности расчета. Для принятых температур и известной геометрии каналов производится определение газодинамических параметров системы внутреннего воздухообеспечения и определяются коэффициенты теплоотдачи, которые в дальнейшем используются в качестве граничных условий для теплового расчета двигателя. Далее производится оценка точности решения путем

сравнения рассчитанных значений температур с заданными. Если требуемая точность не достигнута, то производится уточнение геометрии элементов системы и расчет повторяется. Подобный подход, в конечном итоге, позволит определить рабочие температуры элементов, значения эксплуатационных зазоров и параметры системы воздухообеспечения на принятом рабочем режиме. Указанный алгоритм реализован в НТУ «ХПИ» [2].

Как уже отмечалось, приведенный метод термомеханического расчета двигателя был реализован на примере системы охлаждения турбины двигателя НК-93 фирмы ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова». Практика показала, что для получения устойчивого решения достаточно 35-40 приближений. На рис. 2 показано изменение температуры элементов системы охлаждения по приближениям. Было произведено сравнение результатов расчета с данными завода-изготовителя. Максимальное расхождение по расходу охлаждающего воздуха составило 3,34%, максимальное несоответствие по температуре элементов двигателя — 3,01%.

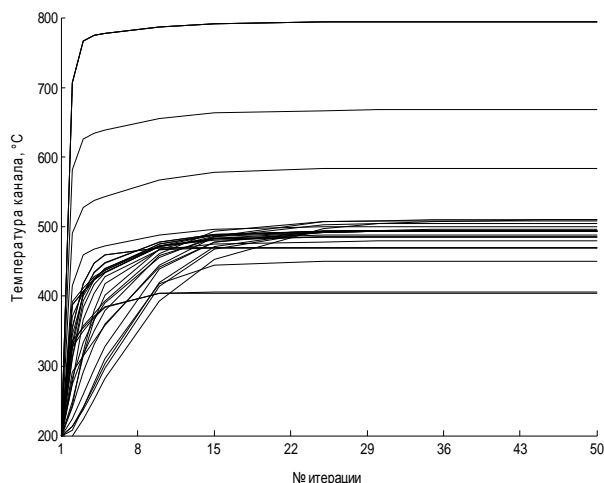


Рис. 2. Изменение температуры элементов системы охлаждения турбины НК-93

Для расчета параметров системы внутреннего воздухообеспечения применяется теория графов и математические модели, применяемые при расчетах на ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова». На рис. 3 показан фрагмент графа системы охлаждения турбины двигателя НК-93. Такое представление системы оправдано: как правило, нет необходимости в точном моделировании элементов системы, и она может быть разбита на элементарные

участки. В системах внутреннего воздухообеспечения встречаются как двухмерная, так и трехмерная картины течения (теплопередача, потери в потоке, вихревые течения и др.). Однако для инженерных расчетов, как правило, достаточно одномерного представления модели с упрощенными картинами течения. Оценка результатов может быть произведена сопоставлением результатов с экспериментом или результатами CFD-расчетов. Подобная практика не требует создания полной трехмерной CFD-модели всей системы воздухообеспечения и обширной работы по выполнению дальнейшего расчета. Такой подход позволяет получить большую гибкость и скорость расчетов.

Для рассматриваемой системы двигателя НК-93 проводилась оценка влияния изменения радиального зазора в лабиринтном уплотнении за компрессором (участок 175-177 на рис. 3) на другие уплотнения системы и температурное состояние системы в целом. На рис. 4-5 показаны некоторые результаты расчета.

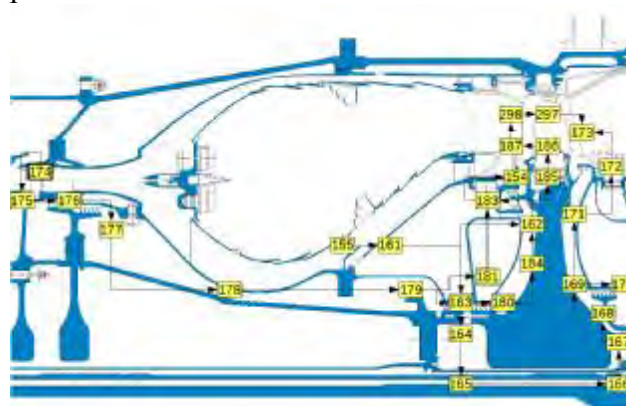


Рис. 3. Фрагмент графа для расчета системы внутреннего воздухообеспечения

Изменение зазора в уплотнении за КВД приводит к изменению утечки закомпрессорного воздуха высокого давления. При рабочей величине зазора эта утечка составляет 0,6%. Большая его часть (0,55%) сбрасывается через статор (по схеме — элементы 179-181-182-183 (рис. 3)) и лабиринт У1 в тракт перед рабочим колесом. При снижении утечки за КВД снижается температура уплотнения вала ВД и закомпрессорного уплотнения и увеличивается температура уплотнения У2 (закомпрессорный воздух охлаждает уплотнение, расположенное в горячей зоне). В ра-

бочем состоянии расход воздуха за КВД создает такой перепад давлений, что расход воздуха через лабиринт У2 отсутствует. При существенном увеличении расхода через рассматриваемое уплотнение происходит небольшое подмешивание горячего воздуха к охлаждающему. Снижение зазора приводит к снижению утечки закомпрессорного воздуха, что, в свою очередь, приводит к снижению давления в межлабиринтной полости У1-У2 и утечке охлаждающего воздуха в тракт (рис. 4).

На рис. 5 показано влияние утечки воздуха за КВД на расход через уплотнение У2. Видно, что при номинальном значении утечки 0,6% расход через уплотнение практически отсутствует. Снижение утечки приводит к росту расхода через У2 (участок положительного расхода по оси ординат). При увеличении утечки наблюдается обратное течение в лабиринте (участок отрицательного расхода по оси ординат), что говорит о подмешивании (рис. 5) горячего воздуха (по сравнению с воздухом, прошедшим аппарат закрутки) к охлаждающему. Также следует отметить, что при изменении расхода через лабиринт за КВД в широких пределах может измениться направление течения охлаждающего воздуха на противоположную сторону диска ТВД воздуха.



Рис. 4. Возможные течения через уплотнение У2

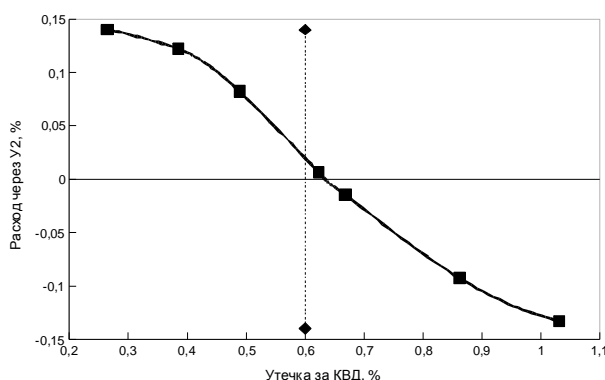


Рис. 5. Влияние утечки закомпрессорного воздуха на расход через уплотнение У2

На основании рассмотренных методик и проведенных расчетов было предложено изменение конструкции системы охлаждения двигателя НК-93, позволяющее снизить затраты воздуха на охлаждение рабочего колеса турбины ВД с 4,65% до 4,38%. Приведенный пример показывает, как может быть повышена общая эффективность двигателя без увеличения его параметров цикла. Рассмотренные методы расчета могут быть применены и для расчета изменения радиальных зазоров в лопаточных машинах двигателя, а также для применения малорасходных конструкций уплотнений, улучшающих работу системы вторичного воздухообеспечения [3].

### Библиографический список

1. Muller, Y. Secondary air system model for integrated thermomechanical analysis of a jet engine/ Y. Muller// ASME-Pap-GT-2008-50078.
2. Капинос, В.М., Улучшенный алгоритм поступенчатого расчета проточной части турбины по параметрам за последней ступенью/ В.М. Капинос, В.Н. Пустовалов, В.В. Навроцкий, С.П. Науменко // Вестн. НТУ «ХПИ», , 2004.- №11.- С.105-108.
3. Иноземцев, А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учеб./ А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. – Т.3. – 227 с.

### References

1. Muller Y. Secondary air system model for integrated thermomechanical analysis of a jet engine// ASME-Pap-GT-2008-50078.
2. Kapinos V.M., Pustovalov V.N., Navrocky V.V., Naumenko S.P. The improved algorithm step-by-step account of a flowing turbine part with the using of the parameters behind last stage// Kharkiv, Ukraine, National Technical University, № 11, 2004, p. 105-108. (in Russian)
3. Inozemcev A.A. Design bases of aircraft engines and power plants: textbook/ Inozemcev A.A., Nihamkin M.A., Sandracky V.L. – Moscow.: Mashinostroenie, 2008.-Volume 3 – p. 227

## SEAL DESIGNING IN A STRUCTURE OF THE COOLING SYSTEM IN GAS TURBINE ENGINE

©2009 A. S. Vinogradov, A. S. Myatlev

Samara State Aerospace University

The seal design influence on work of the secondary air system in gas turbine engine is shown. The design method of the such system with the definition of mutual influence of gas seal and radial gap change is generated. This methods and means for practical realization are recommended at the engine design.

*Gas turbine engine, secondary air system, labyrinth seal, radial gap, gap regulation, engine thermal condition*

### Информация об авторах

**Виноградов Александр Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов» Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846)-267-46-75. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей, надежность машин.

**Мятлев Александр Сергеевич**, аспирант кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов» Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846)-267-46-75. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция и прочность авиационных двигателей.

**Vinogradov Alexandr Sergeevich**, candidate of technical science, docent of department «Construction and design of aircraft engines» of Samara State Aerospace University. Phone: (846) - 267-46-75. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of research: face seals, aircraft engine design, reliability of machines.

**Myatlev Alexandr Sergeevich**, postgraduate student of department «Construction and design of aircraft engines» of Samara State Aerospace University. Phone: (846) -267-46-75. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of research: face seals, aircraft engine design and strength.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ УПЛОТНЕНИЯ КАК ЭЛЕМЕНТА ОПОРЫ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

© 2009 А. С. Виноградов, А. П. Ремпель

Самарский государственный аэрокосмический университет

Выполнен анализ работы уплотнения как элемента опоры двигателя. Рассмотрены особенности процессов передачи тепла от воздуха, окружающего корпус опоры различных типов двигателей, через стенки в масло. Оценена величина теплового потока и уровня температуры стенок, омываемых маслом для конкретного примера. Даны рекомендации по выбору рациональной защиты стенок масляной полости средней опоры.

*Двигатель, торцовое контактное уплотнение, опора, теплообмен, тепловая защита, тепловой поток, масляная система, масляная полость, буферная полость, суфлирование*

При проектировании опоры инженеру-конструктору приходится решать комплекс научно-технических задач, связанных с обеспечением ее работоспособности. Одним из наиболее уязвимых элементов опоры авиационного двигателя является уплотнение. В случае применения торцового контактного уплотнения требования к конструкции опоры резко ужесточаются: необходимо обеспечить требуемые величины радиальных и торцовых биений, смещений и перекосов осей, осевых и радиальных смещений и т.д. Поэтому нужно точно прогнозировать влияние деформаций деталей опоры на работу уплотнения.

Традиционно рассматриваются вопросы, связанные с проектированием самой пары трения: расчет утечек через уплотнительный зазор, деформации колец пары трения, тепловыделение в зоне контакта, динамические процессы. Однако такой подход не может быть признан исчерпывающим. Необходимо рассматривать уплотнение как элемент опоры авиационного двигателя и решать возникающие при этом задачи.

Большое влияние работа уплотнения оказывает на систему внутреннего воздухо-снабжения двигателя [1]. Применительно к авиационным двигателям можно рассматривать следующие основные внутренние воздушные потоки: наддув и суфлирование опор, охлаждение горячих элементов, разгрузка упорных подшипников, регулирование радиальных и осевых зазоров, обогрев элементов входа в двигатель. Функционирование отдельных элементов системы внут-

ренного воздухо-снабжения является взаимосвязанным и сильно зависит от режима и условий работы двигателя. Непосредственно с уплотнением связано функционирование наддува и суфлирования масляных полостей. Масляные полости двигателя отделены от воздушных и газовых полостей уплотнениями. Для обеспечения нормальной работы этих уплотнений масляные полости сообщают с атмосферой, т. е. суфлируют. Суфлирование необходимо для предотвращения повышения давления в масляных полостях, которое возможно из-за проникающих через уплотнения воздуха и газов, испарения масла, а также подогрева воздуха разбрызгиваемым маслом. При отсутствии суфлирования может произойти выброс масла в газовой тракт двигателя.

Суфлирование выполняют различными способами. В одних типах двигателей масляные полости соединяют между собой, а затем одну из них через суфлер сообщают с атмосферой; в других – каждая из полостей имеет самостоятельную систему суфлирования. Пропуская воздух и газы в атмосферу, суфлер задерживает капельки масла, уменьшая тем самым его расход. На современных ГТД большое распространение получили центробежные суфлеры.

Герметичность уплотнения во многом определяет, например, величину прокачки масла через опору двигателя. Поскольку точный расчет теплоотдачи в смазочное масло связан с большими трудностями, то часто пользуются статистическими данными. Для ТРД теплоотдача составляет 3...6 кДж/с на

10 кН стендовой тяги; для ТВД–15...25 кДж/с на 1000 кВт эквивалентной стендовой мощности. В ТРДД теплоотдача в меньшей степени зависит от тяги, так как часть тепла передается воздуху второго контура. Для средних и крупных двигателей теплоотдача составляет 35...55 кДж/с.

Приближенно можно считать в среднем для ТРДД на каждые 10 кН тяги  $W = (0,3...1,0) \cdot 10^{-8} \text{ м}^3/\text{с}$ , для ТВД на каждые 1000кВт эквивалентной мощности  $W = (2...5) \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ . При этом прокачка смазочного масла через отдельные подшипники ротора составляет: через роликовые – 1...3 л/мин, через шариковые подшипники фиксирующих опор – 4...10 л/мин и через роликовые подшипники турбин – 5 ... 10 л/мин.

Прокачка масла через приводы агрегатов в ТРД составляет 20...50 % всей прокачки масла через двигатель, а через редуктор в турбовинтовых двигателях 40...60 %.

Другим важным аспектом проектирования торцевого уплотнения является изучение его работы как элемента опоры [2]. Здесь необходимо выполнять моделирование опоры, расчет коэффициентов теплоотдачи, определение напряженно-деформированного состояния деталей опоры и расчетные исследования, посвященные изучению возможных путей снижения деформаций. Созданная конечно-элементная модель позволяет выполнять расчет для различных значений температуры масла, различных материалов деталей и других условий.

В настоящее время в связи с постоянным усложнением конструкции двигателей летательных аппаратов и их удорожанием требуются надежные методы расчета, позволяющие уже на этапе проектирования выявить и устранить недостатки. Это приведет к тому, что этап доводки будет занимать меньшее время и требовать меньшие средства, что в современной конкурентной борьбе имеет критическое значение.

Опора находится под воздействием множества факторов. При проектировании опоры необходимо знать не только тепловые потоки в нее, но и распределение температур и напряженно-деформированное состояние в любой момент работы двигателя. Это позволяют сделать современные конечно-

элементные комплексы, в том числе и ANSYS.

Основное, на что обращается внимание при расчете – это перемещения деталей торцевого уплотнения. Современные мощные авиационные ГТД являются многовальными (двухвальными, трехвальными). В них возникает проблема уплотнений межвального стыка валов, вращающихся с различными угловыми скоростями. Для этих целей также применяют торцевые уплотнения как ТКУ, так и РТКУ. Применение торцевых уплотнений в ответственных узлах авиадвигателей объясняется их следующими положительными качествами: они работают с практически нулевыми утечками; в период нормальной работы не требуется их обслуживания; потеря мощности на трение в торцевых уплотнениях сравнительно невысока; правильно подобранное торцевое уплотнение отличается большой износостойкостью; торцевые уплотнения удовлетворительно работают при сравнительно большом биении вала машины и мало чувствительны к смещению вала относительно расточки корпуса.

К недостаткам торцевых уплотнений относятся: сложность их изготовления, сравнительно высокая стоимость, трудности в подборе материалов для пар трения.

К числу недостатков межвальных ТКУ относится прежде всего наличие вторичного уплотнения в виде резиновых колец. Большие центробежные силы, действующие на резиновые кольца, сильно прижимают их к втулке ТКУ, что может привести к заеданию втулки и выходу из строя вторичного уплотнения. Этому способствует также большой коэффициент трения резины по стали и возможность набухания резинового кольца, стоящего со стороны масляной полости опоры и работающего в среде масляных паров при высокой температуре (до 150°C). Кроме того, большие осевые перемещения опорного кольца при температурном расширении валов значительно изменяют удельные давления в уплотнительном стыке за счет дополнительного поджатая стояночных пружин. Перечисленных недостатков лишены межвальные РТКУ.

Для расчета деформаций в опоре необходимо сначала провести тепловой расчет распределения температур в элементах опо-

ры. Для проведения этого расчета рассчитываются коэффициенты теплоотдачи в элементах опоры в начальный и конечный моменты времени. Также в расчете учитывается то, что после сброса газа наблюдается повышение температуры масла на период около 2 минут со 155°C до 170°C, что связано с резким уменьшением количества топлива, которое используется для охлаждения масла. Затем температура падает до 80°C. Как правило элементы опоры изготавливаются из разных материалов, имеющих различные физические свойства.

Исследование характеристик уплотнения является одновременно важной и в то же время практически не исследованной задачей. Совершенно очевидно, что деформации стенок опоры влияют на работу уплотнения. Конкретный пример будет рассмотрен ниже. Справедливо также и то, что уплотнение влияет не только на опору, но и на системы наддува, суфлирования двигателя. Так как их характеристики должны выбираться в том числе, исходя из обеспечения работоспособности уплотнения. В то же время во всех опубликованных работах уплотнительный узел рассматривается как модуль без связи с узлом опоры, для которой он предназначен. Для исследования важности этой проблемы была проанализирована работа ТКУ в составе средней опоры двигателя НК-144.

На этом двигателе, устанавливаемом на самолете Ту-144, во время эксплуатации возникал дефект – повышение давления в опоре до 1 атм., при допустимом 0.5 атм. Экспериментальный график изменения давления показан на рис. 1. Повышение давления возникало в момент сброса газа при переходе с сверхзвукового полета на дозвуковой.

При поиске причины дефекта производились различные испытания. Для их верификации было рассчитано тепловое состояние опоры при условии перехода с режима сверхзвукового полета на дозвуковой (нестационарный расчет), и для подтверждения правильности расчетной модели результаты расчета сравнивались с экспериментальными данными.

При выполнении расчетных исследований были приняты определенные ограничения и допущения:

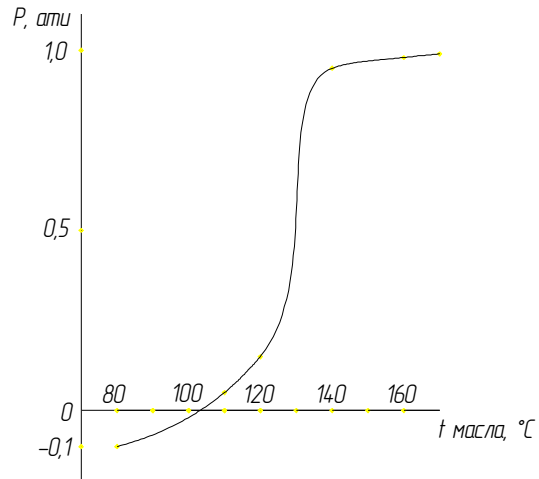


Рис. 1. Изменение давления в средней опоре двигателя НК-144

- опора представляет собой неразъемную цельнометаллическую конструкцию;
- температура среды в опоре одинакова во всех точках;
- тепловые потоки через трактовую поверхность и боковые стенки не зависят друг от друга;
- закрепление модели выполнялось за внешний обод первого контура;
- температура стенки трактовой поверхности принималась равной температуре омывающего воздуха.

Основная задача состояла в расчете коэффициентов теплоотдачи. Конвективным теплообменом или теплоотдачей называется процесс переноса теплоты между поверхностью твердого тела и жидкой средой. При этом перенос теплоты осуществляется одновременным действием теплопроводности и конвекции. Тепло в опору поступает через стенки опоры, трактовую поверхность и через вал. Теплообмен на боковых стенках протекает путем теплопередачи от воздуха, приведенного во вращение дисками компрессора (слева и справа), к маслу, попадающему на стенки опоры со стороны масляной полости. Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке определяется по формуле

$$\alpha = Nu \frac{\lambda_A}{d_A}$$

Самым сложным было определить коэффициенты Нуссельта. Они были определены по эмпирическим формулам, полученным при испытаниях на ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова». После расчетов коэффициентов была составлена схема поступления



тепла в опору от различных источников с простановкой в процентах количества внешнего тепла, показанная на рис. 2.

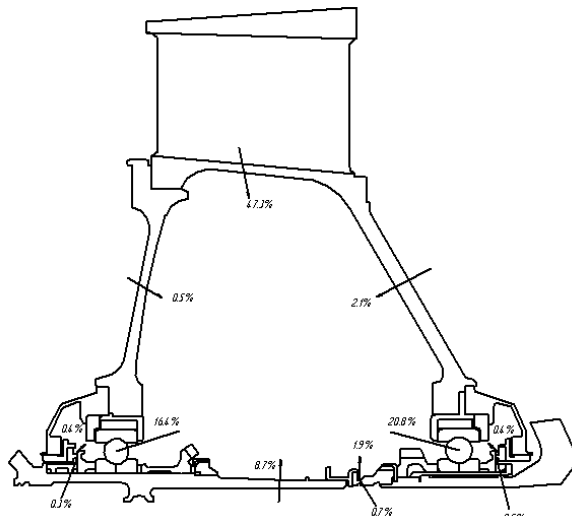


Рис. 2. Тепловые потоки в средней опоре двигателя НК-144

После прочностного расчета производился тепловой расчет для определения распределения температур. В качестве результатов рассматривались перемещения левой и правой частей межвального ТКУ и расстояние между ними, т. к. его состояние влияет на работоспособность опоры и двигателя в целом. Результаты расчета деформаций опоры вместе с узлом уплотнения показаны на рис.3.

Кроме того, был произведен анализ влияния на деформации температуры масла в опоре, влияния материала опоры и времени перехода с режима на режим.

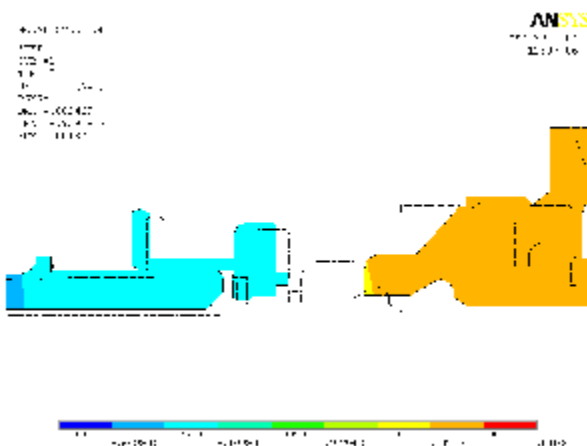


Рис. 3. Деформации деталей опоры в месте межвального уплотнения

Было получено хорошее совпадение результатов расчета и экспериментальных данных. Данные исследований показали, что дефект мог возникать из-за заедания втулки на штифтах вследствие деформаций в процессе работы. Отсюда можно сформулировать конструктивные способы уменьшения деформаций деталей опоры при ее проектировании. Исследование функционирования уплотнения как элемента опоры приводит к необходимости исследовать следующие вопросы: величину прокачки масла через опору, конструктивные способы подвода масла, расчет теплового состояния элементов опоры на всех режимах работы двигателя, выбор и расчет конструкции тепловой защиты опоры. Следует отметить, что подходы к проектированию уплотнения будут отличаться в зависимости от того, является ли рассматриваемое уплотнение элементом опоры компрессора или турбины, а также авиационного двигателя, или наземной энергетической установки.

В статье были проанализированы только некоторые из возможных направлений совершенствования метода проектирования ТГДУ. Сжатый объем статьи не позволяет остановиться на других проблемах более развернуто, что конечно не означает того, что они являются менее важными. С увеличением числа внедрения ТГДУ становится очевидной необходимость создания обобщенного метода проектирования таких уплотнений как элемента не только отдельного узла (опоры) или системы, но двигателя в целом.

### Библиографический список

1. Трянов, А.Е. Проектирование систем суфлирования масляных полостей авиационных двигателей: учеб пособие/ А.Е. Трянов, О.А. Гришанов, С.В. Бутылкин. – Самара: Изд-во Самар.гос. Аэрокосм. Ун-та, 2006. – 83 с.
2. Hart, K. Basic architecture and sizing of commercial aircraft gas turbine oil feed systems// ASME-Pap-GT-2008-50450.

### References

1. Tryanov, A.Ye. Drain system desing of oil cavities for aircraft engines: textbook // A.Ye.

Tryanov, O.A. Grishanov, S.V. Butylkin. - Samara: Samara State Aerospace University, 2006.- p. 83. (in Russian).

2. Hart K. Basic architecture and sizing of commercial aircraft gas turbine oil feed systems// ASME-Pap-GT-2008-50450.

## RESEARCH OF A SEAL WORK AS AN ELEMENT OF THE AIR ENGINE SUPPORT

© 2009. A. S. Vinogradov, A. P. Rempel

Samara State Aerospace University

The analysis of a seal work as an element of a engine support is executed. The features of heat exchange processes from the surrounding support housing air through walls to oil are considered for the various types of engines. For a concrete example the size of a thermal flow and temperature level for the walls washed by oil is valued. The recommendations about the rational protection choice for the walls of an oil cavity are given.

*Engine, face contact seal, support, heat exchange, thermal protection, thermal flow, oil system, oil cavity, buffer cavity, draining*

### Информация об авторах

**Виноградов Александр Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов» Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846)-267-46-75. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей, надежность машин.

**Ремпель Александр Петрович**, аспирант кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов» Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846)-267-46-75. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция и прочность авиационных двигателей.

**Vinogradov Alexandr Sergeevich**, candidate of technical science, docent of department «Construction and design of aircraft engines» of Samara State Aerospace University. Phone: (846)-267-46-75. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of research: face seals, aircraft engine design, reliability of machines.

**Rempel Alexandr Petrovich**, postgraduate student of department «Construction and design of aircraft engines» of Samara State Aerospace University. Phone: (846) -267-46-75. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of research: face seals, aircraft engine design and strength.

## КРЕАТИВНОЕ ПЛОСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЛЯ КОНСТРУКТОРОВ В ИНТЕГРИРОВАННОЙ СИСТЕМЕ СКВОЗНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

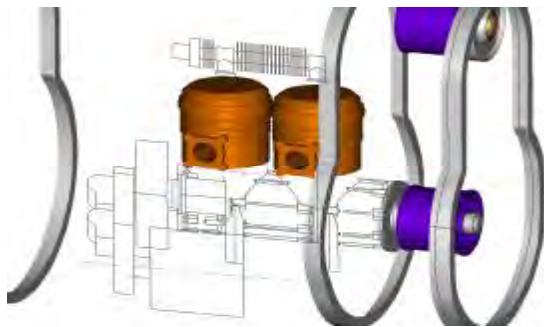
©2009 А. В. Быков, К. С. Карабчиев

ООО «Рациональные технологии»

В статье дается ретроспектива развития аппарата плоского моделирования и приводятся некоторые нестандартные решения, реализованные в системе ADEM-VX. В частности, рассматривается возможность работы с плоскими объектами как с твердыми телами и многослойное проектирование сборочных единиц на плоскости.

*Черчение, моделирование, гибридное моделирование, аппликативность, булевы операции, комплексные объекты.*

Несмотря на то что мир CAD систем давно уже стал трехмерным, задачи плоского моделирования не потеряли своей актуальности. Более того, в этой области есть интересные перспективы для исследований и развития (рис. 1).



*Рис. 1. Гибридное 2D/3D моделирование в интегрированной CAD/CAM/CAPP системе ADEM-VX*

Начнем с вопроса – для чего нужно плоское моделирование?

Изначально главная практическая задача плоского моделирования состояла в компьютеризации оформления чертежей, схем, планировок и других чертежно-графических документов. В этой части преуспели многие системы и в первую очередь плоские CAD системы.

В основе моделирования эти системы используют плоские примитивы (базовые объекты), такие как отрезок, дуга, полилиния, кривая и пр. Все остальное основывается на способах их построения, редактирования, копирования, позиционирования.

Удобство и полнота применения этих способов и составили главную почву для соперничества плоских CAD систем на первом этапе развития.

Следующим шагом стало формирование библиотек стандартных элементов плоской графики, каждый из которых является комплексом базовых объектов. Это в значительной мере упростило оформление графической документации, которая, как правило, содержит множество подобных фрагментов. К ним относятся и специальные обозначения: отклонений, сварки, качества поверхности и пр., а также графические изображения типовых элементов: механических, электронных, гидравлических и других изделий.

В такой комплектации плоские CAD системы получили очень широкое распространение в проектных и конструкторских отделах. Они в первую очередь решили задачу снижения трудоемкости в области оформления чертежной документации. Вспомним, например, что ранее во многих странах для обеспечения этого процесса в ручном варианте в помощь конструкторам готовили специальный класс специалистов – техников - чертежников.

Еще одним достижением плоских некоторых CAD систем можно назвать функционал создания параметрических моделей. Создав такую модель, конструктор получает не одну плоскую модель, ее фрагмент или чертеж, а целую гамму их, отличающихся геометрией, за которые отвечают те или иные параметры, например размеры. Спра-

ведливости ради надо сказать, что создание таких моделей требует дополнительной подготовки и ресурсов времени.

С другой стороны, плоское моделирование имеет и другое предназначение. Именно для задач моделирования как такового.

Инженер при создании нового изделия всегда моделировал его конструкцию. Выполненная с той или иной точностью на бумаге или в электронном виде модель определяет взаимное расположение фрагментов конструкции, деталей, узлов и агрегатов. Именно при геометрическом моделировании определяется и уточняется большинство геометрических параметров будущего изделия.

Очевидно, что возникает естественное желание использовать созданную конструктором модель и для других задач проектирования и подготовки производства: расчетов на прочность, устойчивость, создания техпроцессов, программирования оборудования с ЧПУ и пр.

Заметим, что многие конструкторские задачи можно эффективно решать с помощью плоского моделирования. Более того, в основе объемного моделирования также лежат плоские элементы, по которым строится трехмерная модель. А это значит, что плоская модель является базой для объемной модели, со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Добавим, что лучшие современные САМ системы для автоматизации программирования станков с ЧПУ могут работать, и по объемным и по плоским моделям, и по их гибриду.

Поэтому плоское моделирование это не только решение локальных задач конструктора и выпуска графической документации, но и более серьезная общая задача конструкторско-технологической подготовки производства.

Просматривается вроде бы такая логическая цепочка процесса подготовки на базе плоского моделирования: проектирование и плоское моделирование с выпуском чертежей, объемное моделирование (при необходимости), расчеты, техпроцессы, технологическая документация, программирование ЧПУ.

Очевидно, что на практике можно столкнуться с объективными и субъективными причинами, которые нарушают эту стройную схему сквозной подготовки производства. При этом, как правило, наблюдается неоднократный повтор геометрического моделирования одного и того же объекта разными специалистами.

Назовем три наиболее часто встречающиеся причины и приведем рекомендации по их устранению:

1. Модель не является обязательным документом и результатом деятельности конструктора, а является лишь артефактом решения его локальных задач. Использование же чертежей и их фрагментов в качестве плоских моделей проблематично из-за особенностей и правил оформления КД, которые разрешают и даже зачастую требуют утрировать геометрию в документе.

Решение здесь состоит в принятии соответствующего стандарта предприятия по вопросам проектно-конструкторского моделирования.

2. Отсутствует единое информационное конструкторско-технологическое пространство, в котором модель может быть доступна для программных инструментов различных специалистов. Суть не только в том, что обмен геометрией между различными системами не всегда бывает 100%, но самое главное в том, что доработка чужих моделей под свои цели в своей системе процесс совсем не тривиальный.

Решить эту задачу позволяет внедрение на различных рабочих местах интегрированных CAD/CAM/CAPP систем, которые как раз для этого и предназначены.

3. Точность конструкторских моделей недостаточна для других специалистов. Встречаются два типа подобных ошибок. Первые связаны собственно с самим конструктором, который еще не вполне освоил процесс моделирования. Вторые связаны с возможностями самой конструкторской САД системы, которая, например, предназначена больше для черчения, чем для моделирования. С подобным тоже приходится сталкиваться на практике.

Решение данной проблемы состоит в исполнении предыдущих двух рекомендаций.

Опыт показывает, что на тех предприятиях, где подобные мероприятия были выполнены, наблюдается резкое снижение сроков конструкторско-технологической подготовки производства и сокращается количество ошибок практически в каждом звене этого процесса.

Прочитав вышеизложенное, наш уважаемый конструктор наверное скажет: «Еще один хомут на шею! Я и так должен придумать кенгуру, которого еще никто не видел, начертить его по ЕСКД, а теперь еще и моделировать должен?!»

А действительно, ведь мы загрузили конструктора не совсем свойственными ему задачами.

Мы дали ему электронный кульман с библиотеками стандартных обозначений и элементов, но отобрали техника-чертежника. Мы дали ему электронные средства моделирования, но отняли специалистов по плазово-шаблонному моделированию.

Что же конструктор может получить от САД системы для своей непосредственной творческой деятельности? И вообще возможно ли ожидать от САД систем чего-то подобного?

Вернемся к геометрическому моделированию.

Смеем утверждать, что при проектировании конструктор мыслит не графическими примитивами, а несколько иными геометрическими объектами, которые можно назвать прообразами будущего, еще не существующего материального объекта.

Отрезки и дуги носят скорее вспомогательный характер для конкретного изложения результата или визуализации обстановки вокруг области проектирования.

Прообразы же имеют неконкретный, расплывчатый, или самый общий вид в начале процесса проектирования. Затем их детали уточняются, "белые пятна" заполняются подробностями, размытые очертания приобретают конкретные формы. Очень похоже на работу скульптора, который постепенно отсекает от камня все лишнее или наоборот добавляет глиняные фрагменты.

Еще в восьмидесятых годах прошлого века специалисты, которые позже основали группу компаний ADEM, начали исследова-

ние вопроса поддержки конструкторского творчества с помощью методов геометрического моделирования. Первые результаты были представлены в отечественной системе CherryCAD. Развитие эти методы получили в российской интегрированной САД/CAM/CAPP системе ADEM-VX.

Расскажем об основных принципах креативного моделирования, воплощенных в плоской части системы ADEM-VX.

Первое, что было предложено, – наряду со стандартными примитивами ввести понятие объекта типа «контур». Этот объект дает возможность производить над ним всякого рода редактирования: скругление углов, срезание фасок, вытягивание части, вставка дополнительных ребер и прочее. Но самое главное, что при его деформациях учитываются все сопряжения частей.

Второе – подобные объекты считать твердыми плоскими телами. А именно, дать возможность производить над ними булевы операции: объединение, пересечение, дополнение. Это позволяет быстро получать результат моделирования одного объекта из нескольких других (рис.2).

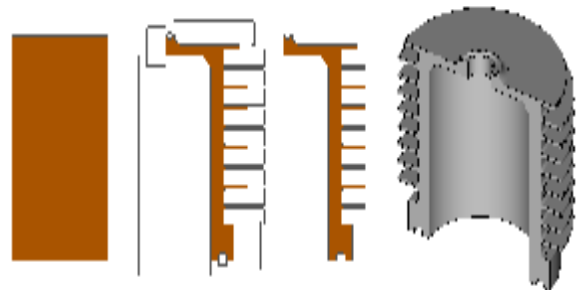
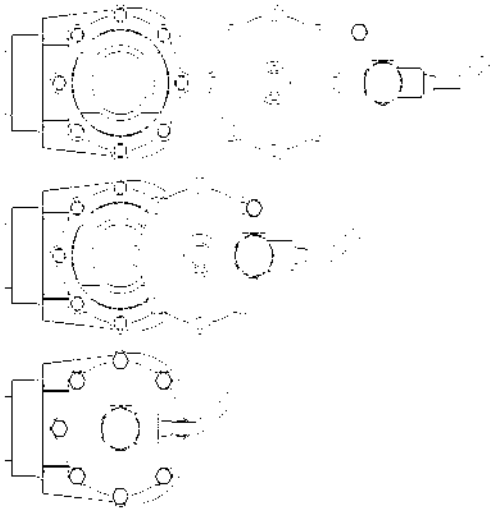


Рис. 2. Исходный прообраз, дополнительные образы, результат булевой операции, объемная модель

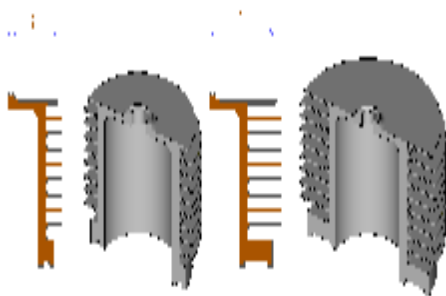
Третье – реализовать возможность частичного или полного затенения одного объекта другим. Это позволяет получать общий плоский результат без разрушения и переделки объектов (рис.3).

Четвертое – реализовать параметризацию модели постфактум. Тем самым исключить для пользователя необходимость принимать решение о связях между примитивами до того момента, когда ему это потребуется. Если сразу нагружать конструктора заботой о связях, до того как образ сформировался,

то это будет сильно тормозить творческий процесс (рис.4).



*Рис. 3. Затенение плоскими элементами позволяет быстро и эффективно получить результат без разрушения и доработки фрагментов*



*Рис. 4. Параметризация постфактум, измененный прообраз и объемная модель*

Все эти особенности создают комфорт именно для творчества конструктора, при работе в плоскости. Кстати твердые тела и

булевы операции уже давно стали стандартом при работе с объемными моделями. Но, несмотря на то что они очень полезны и в плоскости, систем имеющих эту возможность, кроме тех, что упомянуты выше, мы не встречали.

Итак, плоское моделирование в современных условиях ни в коей мере не теряет своего значения. Являясь геометрической основой любого другого моделирования, оно играет по сути дела ключевую роль в процессе автоматизации проектно-конструкторско-технологической подготовки производства.

### **Библиографический список**

1. Кунву, Ли. Основы САПР (CAD/CAM/CAE)/ Ли Кунву. –СПб.: Издательский дом «Питер», 2004.
2. Компьютерные чертежно-графические системы для разработки конструкторской и технологической документации в машиностроении/ А.В. Быков, [и др.]; под ред. Л.А. Чемпинского – Самара: Академия, 2002.

### **References**

1. Kunwoo Lee «Principles of CAD/CAM/CAE Systems», Addison-Wesley, 2004
2. Bykov A., Gavrilov V., Ryzhkova L., Chempinsky L., «CAD systems for designers and technologists...», Akademia, 2002.

## **CREATIVE 2D-MODELING**

©2009 A. V. Bykov, K. S. Karabcheyev

Rational Technologies ltd.

The CAD system world already became 3D. But 2D modeling is still actual for many of engineering tasks. This article gives the retrospective for 2D modeling tools in CAD systems and explains some special methods, used in ADEM-VX system. Samples are given in 2D solid mechanism and layer-mechanism for assembly creation in 2D.

*CAD, 2D modeling, 2D solid mechanism, ADEM-VX, and layer-mechanism for assembly*

### Информация об авторах

**Быков Андрей Вилич**, кандидат технических наук, директор центра разработок САД, ООО «Рациональные технологии». E-mail: [Byukov@yandex.ru](mailto:Byukov@yandex.ru). Область научных интересов: разработка систем плоского и объемного моделирования, черчения, оформления КД.

**Карабчев Константин Сергеевич**, ведущий специалист, начальник отдела технологий обучения ООО «Рациональные технологии». E-mail: [ksk@adem.ru](mailto:ksk@adem.ru). Область научных интересов: разработка систем плоского и объемного моделирования.

**Bykov Andrey Wilich**, Candidate of Engineering Science, chief of R`n`D-department of Rational Technologies ltd. E-mail: [Byukov@yandex.ru](mailto:Byukov@yandex.ru). Area of research: CAD/CAM/CAPP systems.

**Karabcheyev Konstantin Sergeevich**, expert CAD/CAM/CAPP of Rational Technologies ltd. E-mail: [ksk@adem.ru](mailto:ksk@adem.ru). Area of research: CAD/CAM/CAPP systems.

УДК 621.431.75

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЁННОГО ОТБОРА И ПОДВОДА ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА В ГТД

©2009 А. И. Горюнов, И. М. Горюнов

Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассмотрены математические модели ГТД с учётом распределённого отбора воздуха из компрессора и распределённого подвода охлаждающего воздуха в турбине.

*Математическая модель, ГТД, компрессор, турбина, отбор воздуха, подвод воздуха*

Каждый год ужесточаются требования к разрабатываемым двигателям. Для сохранения конкурентоспособности и спроса на изделия разработчики применяют в проектировании новейшие методики и программные пакеты, повышают рабочие температуры, используя системы охлаждения лопаток турбин. Основным способом охлаждения является охлаждение воздухом.

Современные авиационные ГТД (АЛ-31Ф, РД-33, АЛ-55И, ПС-90А, SM-146 и др.) отличаются все более сложными системами отбора и подвода рабочего тела. Например, отбор воздуха осуществляется между ступенями компрессора.

В большинстве математических моделей авиационных ГТД принято допущение, что отбор воздуха происходит за компрессором, что увеличивает требуемую мощность компрессора и соответственно вносится погрешность в термогазодинамические расчеты.

Рассмотрим математическую модель компрессора с учетом распределенного отбора воздуха.

Принимаем допущение, что параметры рабочего тела и работа компрессора до соответствующего отбора определяются по модели политропного процесса сжатия.

Давление и температура воздуха в отборе определяются по заданным значениям относительной адиабатической работы компрессора до  $i$ -го отбора (рис. 1). Механические и гидравлические потери учитываются в расчёте требуемой работы компрессора ( $L_k^*$ ).

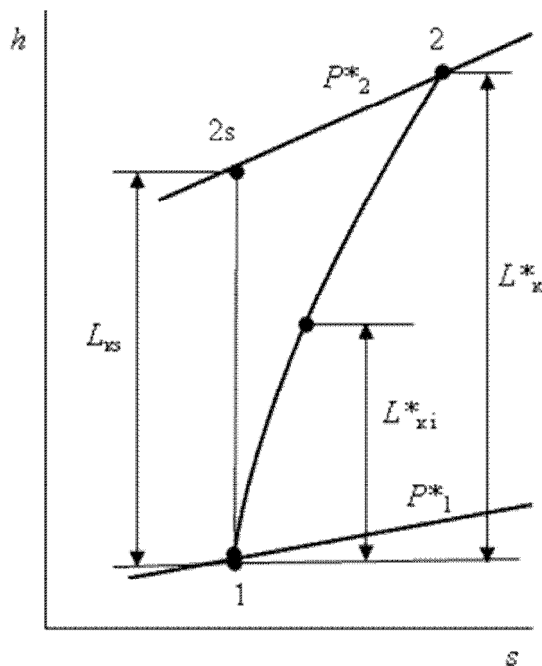


Рис. 1. Диаграмма процесса сжатия рабочего тела в многоступенчатом осевом компрессоре

Потребная мощность компрессора является суммой произведений расхода воздуха на выходе из компрессора на работу сжатия и количества отбираемого воздуха на работу соответствующей ступени:

$$N_k = G_2 \cdot L_k^* + \sum_{i=1}^n (G_{\text{отб.}i} \cdot L_{ki}^*) \quad (1)$$

Расход отбираемого воздуха есть произведение расхода воздуха на входе в компрессор ( $G_1$ ) и заданного относительного расхода отбираемого воздуха ( $\bar{G}_{\text{отб.}i}$ ):

$$G_{\text{отб.}i} = G_1 \bar{G}_{\text{отб.}i} \quad (2)$$

Расход воздуха на выходе из компрессора представляет собой разность расходов на входе и в отборах:



$$G_2 = G_1 - \sum_{i=1}^n G_{\text{отб.}i} \quad (3)$$

Учет влияния распределенного отбора воздуха на характеристику компрессора достигается коррекцией характеристик с использованием поправочных множителей к соответствующим координатам  $\pi_k^*$ ,  $\eta_k^*$  от приведенного расхода воздуха в отборе  $G_{\text{отб.}i \text{ пр}}$ :

$$\delta\pi_k^* = f(G_{\text{отб.}i \text{ пр}}), \quad (4)$$

$$\delta\eta_k^* = f(G_{\text{отб.}i \text{ пр}}). \quad (5)$$

Конкретные способы забора воздуха и места на двигателе определяются в зависимости от нужд и возможностей размещения магистралей.

Для повышения эффективности охлаждения, а тем самым снижения количества отбираемого воздуха, применяют теплообменники различного типа. Проходя через них, воздух охлаждается в среднем на 300 - 400 К.

Современные высокотемпературные турбины авиационных ГТД отличаются сложными системами подвода охлаждающего воздуха. Охлаждающий воздух подводится для охлаждения сопловых и рабочих лопаток, диска рабочего колеса. Выпуск охлаждающего воздуха в газоздушный тракт из систем охлаждения осуществляется через отверстия в передних и задних кромках сопловых и рабочих лопаток, а также в радиальный зазор между рабочими лопатками и корпусом. Воздух, охлаждающий диск рабочего колеса, выпускается в зазор между сопловыми и рабочими лопатками (рис. 2).

В большинстве математических моделей авиационных ГТД принято допущение, что воздух, охлаждающий сопловые лопатки, подмешивается к основному газовому потоку до горла соплового аппарата, а воздух, охлаждающий рабочие лопатки подмешивается за рабочими лопатками. Воздух, охлаждающий сопловый аппарат, смешивается с газом и учитывается в работе турбины. Воздух, охлаждающий рабочее колесо, смешивается с основным потоком за ним и участвует в работе последующей ступени. В процессе смешения давление основного потока не изменяется. Многоступенчатая турбина рассматривается как одно-

ступенчатая (рис. 3). В этом случае распределение расходов охлаждающего воздуха между сопловыми и рабочими лопатками не соответствует действительному и подбирается таким образом, чтобы обеспечить требуемую мощность и известные параметры за турбиной. Такое допущение вносит погрешность в термогазодинамический расчет многоступенчатой турбины.

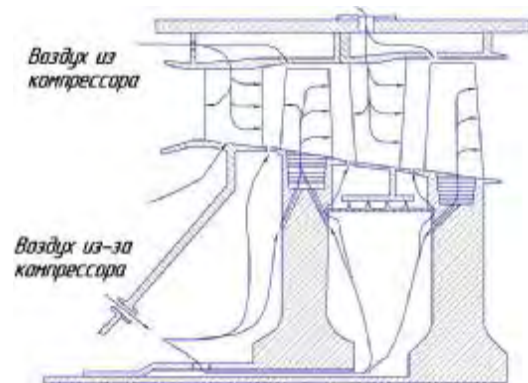


Рис. 2. Схема подвода в турбину охлаждающего воздуха

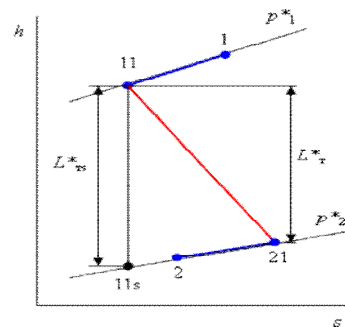


Рис. 3. Диаграмма процесса расширения в одноступенчатой турбине

В системе математического моделирования тепловых, энергетических и комбинированных установок DVIGwT возможно описание многоступенчатой турбины из элементов, описывающих каждую ступень. При этом должны быть известны характеристики отдельных ступеней турбины.

В связи с этим предложена математическая модель многоступенчатой турбины с учетом распределенного подвода охлаждающего воздуха. Рассматриваются изолированные процессы расширения газа, поступающего на вход в турбину, и охлаждающего воздуха до давления на выходе из турбины (рис. 4). При расчете турбины используется эффективный КПД охлаждаемой турбины  $(\eta_{т.эф}^*)$ , который является

отношением мощности ( $N_T$ ), развиваемой турбиной, к сумме изоэнтропических работ потоков газа ( $L_{TS}^*$ ) и охлаждающего воздуха ( $L_{B.OXЛ.S i}^*$ ) в турбине, умноженным на соответствующие расходы газа ( $G_T$ ) и воздуха ( $G_{B.OXЛ.i}$ ):

$$\eta_{T.ЭФ}^* = \frac{N_T}{G_T L_{TS}^* + \sum G_{B.OXЛ.i} L_{B.OXЛ.S i}^*}. \quad (6)$$

Энтальпия и соответственно температура рабочего тела на выходе из турбины рассчитываются на основе материального и теплового балансов.

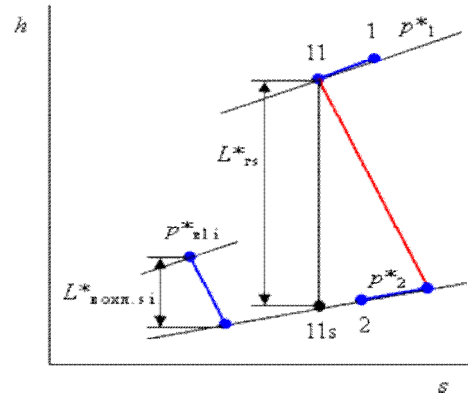


Рис. 4. Диаграмма процесса расширения в многоступенчатой турбине

Учёт распределённого отбора и подвода охлаждающего воздуха позволяет повысить адекватность математической модели ГТД.

## SIMULATION OF THE DISTRIBUTED SELECTION AND SUPPLY OF COOLING AIR IN GAS-TURB ENGINE

©2009 A. I. Goryunov, I. M. Goryunov

Ufa State Aircraft Technical University

Mathematical models GAS-TURB ENGINE are considered in view of the distributed selection of air from the compressor and the distributed supply of cooling air in the turbine.

*Mathematical model, GAS-TURB ENGINE, the compressor, the turbine, selection of air, air intake*

### Информация об авторах

**Горюнов Алексей Иванович**, студент Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: [ushovec@ya.ru](mailto:ushovec@ya.ru). Область научных интересов: математическое моделирование авиационных двигателей и энергетических установок.

**Горюнов Иван Михайлович**, доктор технических наук, профессор Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: [gorjunov@mail.ru](mailto:gorjunov@mail.ru). Область научных интересов: математическое моделирование авиационных двигателей и энергетических установок

**Goryunov Alexey Ivanovich**, student of Ufa State Aircraft Technical University. E-mail: [ushovec@ya.ru](mailto:ushovec@ya.ru). Area of research: mathematical modelling of aviation engines and power installations.

**Goryunov Ivan Mikhailovich**, Doctor of Engineering Science, professor of Ufa State Aircraft Technical University. E-mail: [gorjunov@mail.ru](mailto:gorjunov@mail.ru). Area of research: mathematical modelling of aviation engines and power installations.

УДК 621.4.001

**АЛГОРИТМ РАСЧЕТА КОМБИНИРОВАННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК  
НА БАЗЕ ГТД И ТВЕРДООКСИДНЫХ ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

©2009 А. А. Лоскутников, Ф. Г. Бакиров, И. М. Горюнов

Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассмотрен алгоритм расчета комбинированных энергоустановок на базе газотурбинных двигателей и твердооксидных топливных элементов. Описана расчетная схема твердооксидного топливного элемента. Приводится описание различных схем комбинированных энергоустановок на базе ГТД и ТОТЭ.

*Твердооксидные топливные элементы; пароводяная конверсия; комбинированные энергоустановки*

В настоящее время большое внимание уделяется проектированию комбинированных энергоустановок (КЭУ) на базе газотурбинных двигателей (ГТД) и топливных элементов (ТЭ). В основном это твердооксидные ТЭ (ТОТЭ). Основой ТОТЭ служат твердые материалы с ионной проводимостью, которая становится приемлемой лишь при температурах выше 1100 К, рабочая температура ТОТЭ лежит в диапазоне 1173...1273 К. К достоинствам ТОТЭ можно отнести использование неплатиновых катализаторов, меньшую чувствительность к каталитическим ядам, относительно низкую электродную поляризацию и высокую плотность тока [1].

Стационарные комбинированные энергоустановки (КЭУ) на базе ТЭ мощностью до нескольких мегаватт могут применяться для обеспечения электроэнергией и теплом отдаленных поселков, районов, коттеджей, больниц, супермаркетов и т. д. Для этой цели применяются фосфорнокислые (ФКТЭ), твердополимерные (ТПТЭ) и ТОТЭ. КПД ТЭ не ограничен законом Карно, следовательно, КПД КЭУ можно повышать за счет КПД ТЭ. КПД выработки электроэнергии в ТЭ варьируется 40...60%, а при объединении с ГТД, КПД КЭУ достигает 75%. Наиболее перспективными для использования в электроэнергетике являются высокотемпературные ТОТЭ, т.к. в них генерируется электроэнергия и высокопотенциальная теплота, которую можно использовать в ГТУ, паротурбинной (ПТУ) или парогазовой установке (ПГУ). В дальнейшем в работе будут рассматриваться в основном ТОТЭ [2].

В России использование автономных ЭЭУ особо актуально, так как более 60 % территории страны не имеет централизованного энергоснабжения. В России эксплуатируется около 50 тысяч дизельных и бензиновых электроагрегатов, которые ежегодно потребляют около 8 млн. тонн моторного топлива. Замена хотя бы половины из них на КЭУ обеспечит экономию 1...2 млн. тонн моторного топлива в год. В настоящее время в России эксплуатируется большое число ЭУ мощностью от 1 до 30 МВт с суммарной мощностью около 5 ГВт, которые расходуют более 5 млн. т у.т. (более 1,5 МДж). Их средний КПД ниже 30%. Замена ЭС на КЭУ с ТЭ обеспечит экономию порядка 2,5 млн. т у.т. в год.

Рассмотрим различные схемы КЭУ на базе ГТД и ТОТЭ:

1. ТЭ замещает камеру сгорания ГТУ (рис. 1). Выходящие из ТЭ газы расширяются в газовой турбине, проходят регенератор, в котором подогреваются воздух и природный газ, и далее подаются в котел-утилизатор (КУ), вырабатывающий пар для ПТУ. ОКС ГТУ используется только в период пуска КЭУ. Объединенные системы, необходимые для бесперебойной работы ТОТЭ или батареи ТОТЭ, носят название электрохимических генераторов (ЭХГ) [3].

Доля мощности КЭУ, приходящаяся на ТОТЭ, составляет примерно 70 %, ожидаемый КПД по производству электроэнергии — более 70 %.

Если ТОТЭ работает при давлении, близком к атмосферному, то выходящие из ТЭ продукты реакции направляются в КУ для генерации пара для ПТУ.

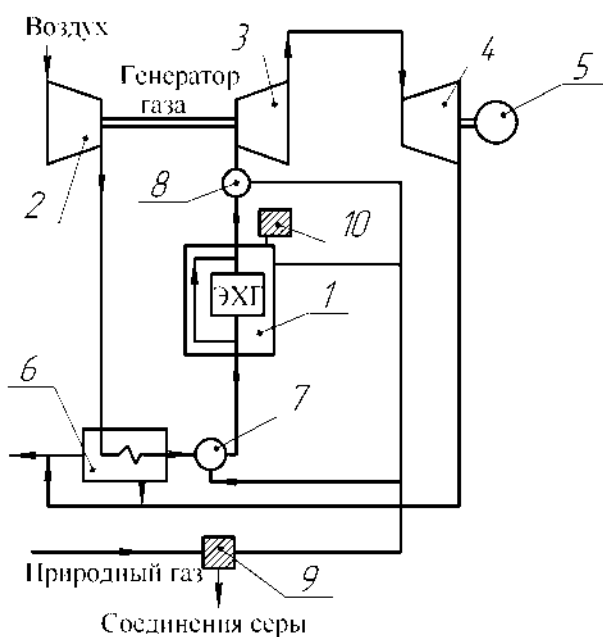


Рис. 1. Схема КЭУ, в которой ЭХГ на базе ТОТЭ заменяет ОКС:

1-ЭХГ; 2-компрессор; 3-турбина генератора; 4-силовая турбина; 5-электрогенератор; 6-регенератор; 7-камера сгорания для подогрева воздуха; 8- камера сгорания для подогрева выходящих из ЭХГ газов; 9-аппарат очистки газа от соединений серы 4; 10-инвертор

Выходящие из ЭХГ газы расширяются сначала в турбине генератора газа, вращающей компрессор, и далее в силовой турбине. Отработавшие газы турбины проходят через регенератор, после чего покидают установку.

В ОКС для подогрева воздуха и газов, выходящих из ЭХГ, природный газ подается только в период пуска КЭУ и при пиковых нагрузках. Пуск ГТУ, таким образом, может осуществляться до пуска ЭХГ путем растопки камер сгорания 7 и 8 (см. рис. 1).

После пуска ГТУ разогрев ТЭ проводится горячим воздухом, прошедшим регенератор и подогретым отработавшими в газовой турбине газами, а затем в КС 7 путем сжигания топлива. После выхода ЭУ на рабочий режим для достижения наибольшего КПД подача топлива в камеры сгорания 7 и 8 прекращается.

2. На рис. 2 представлена схема КЭУ на основе ГТУ и ТОТЭ с внутренней конверсией природного газа, работающая при атмосферном давлении. Природный газ и вода поступают в систему утилизации тепла, где тепловая энергия катодного газа ТЭ используется для выработки пара, смешивающегося с подогретым топливом.

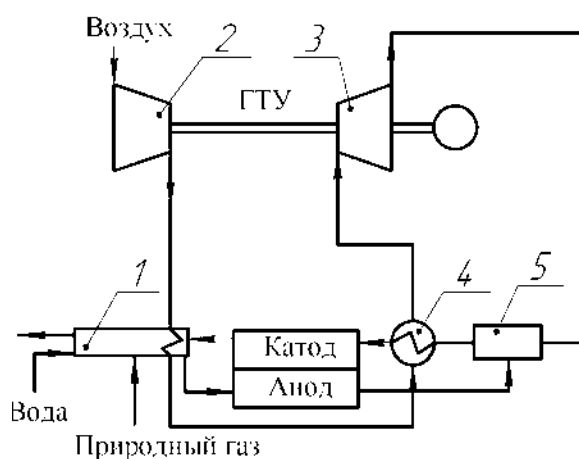


Рис. 2. Схема КЭУ на основе ГТУ и ТОТЭ с внутренней конверсией природного газа, работающая при атмосферном давлении:  
1-система утилизации тепла; 2-компрессор; 3-газовая турбина; 4-теплообменник; 5-камера дожигания

Смесь природного газа и пара направляется в реформер (внутри ТОТЭ) откуда конвертированный газ поступает на аноды ТЭ. Сжатый воздух в компрессоре подогревается сначала в системе утилизации тепла катодным газом ТОТЭ, а затем в теплообменнике продуктами сгорания, поступающими из камеры дожигания. Подогретый воздух расширяется в газовой турбине, вращающей компрессор и электрогенератор. Воздух, после турбины, и анодный газ направляются в камеру дожигания, где происходит каталитическое сжигание непрореагировавшего в ТЭ топлива. Продукты сгорания, используемые в качестве окислителя в ТОТЭ, поступают в теплообменник, а затем на катоды. Таким образом, система утилизации тепла и теплообменник, в котором тепло, выделившееся при дожигании горючих составляющих анодного газа, используется для подогрева воздуха, поступающего в газую турбину, замещают ОКС ГТУ [3].

3. КЭУ мощностью 300 МВт на основе ТОТЭ, работающих на продуктах газификации углей (рис. 3). В состав входит газификатор, ТОТЭ, модули которого работают при двух разных давлениях, ГТУ с регенерацией и промежуточным подводом тепла и ПТУ с промежуточным перегревом пара. Модули ТОТЭ, работающие при высоком ВД и низком НД давлениях, замещают соответственно КС ГТУ высокого и низкого давления.

Водоугольная суспензия и кислород из установки разделения воздуха направляются в газификатор угля. Продукты газификации и вода поступают в газоохладитель, в котором вырабатывается пар, перегреваемый далее в КУ. Охлажденный синтез-газ очищается от соединений серы в системе очистки и разделяется затем на два потока. Один направляется в ТОТЭ ВД, другой — в турбодетандер, где происходит его расширение до давления в ТОТЭ НД. Воздух, сжатый в компрессоре и подогретый сначала отработавшими газами турбины низкого давления (ТНД) в регенераторе, а затем выходящими из ТОТЭ ВД газами, служит окислителем в ТОТЭ ВД. Газы, покидающие ТОТЭ ВД, расширяются в турбине высокого давления (ТВД). Далее они используются в качестве окислителя в ТОТЭ НД, куда подается дополнительное топливо. Образовавшиеся продукты сгорания служат рабочим телом ТНД.

Отработавшие в ней газы поступают в регенератор и далее в котел-утилизатор. Пар из котла направляется в паровую турбину.

В результате анализа имеющихся схем КЭУ можно сделать вывод о том, что в настоящее время не существует ГТД малой мощности для совместной работы в паре с ТОТЭ в составе КЭУ. Основная проблема заключается в относительно малой единичной мощности ТОТЭ, по сравнению с существующими обычными ГТД (см. табл. 1) [4].

ГТД, разработанные для вертолетов и легких самолетов, имеют ресурс 4...8 тыс. ч., выполнены по схеме со свободной силовой турбиной, что при применении их в (КЭУ) неоправданно увеличивает стоимость установки. Разработка ГТД, оптимальных для совместной работы с ТЭ, ведется многими известными фирмами. Фирма RRA разработала проект ГТУ для совместного использования с ТОТЭ [2], отвечающей изложенным выше требованиям. Расход воздуха в ней составляет 2,8 кг/с, температура перед турбиной — 1 000°C, степень повышения давления — 9, максимальная мощность — 0,5 МВт. КПД ГТД при простом цикле достигает 26,8 %, при простом цикле с регенерацией — 35,4, с регенерацией и промежуточным подводом теплоты (для КЭУ с ТЭ с модулями, работающими при двух разных давлениях) — 49,3, с регенерацией и промежуточным охлаждением воздуха при сжатии — 36,5 % [5].

Анализ различных схем КЭУ на основе ТОТЭ показывает, что для достижения КПД КЭУ, равного 70 %, необходимо дальнейшее повышение эффективности ТЭ и ГТУ. Реально достигнутый в настоящее время КПД КЭУ, отвечающий существующему уровню развития высокотемпературных ТЭ и ГТУ, составляет 65 %. В КЭУ целесообразно применение ГТУ с регенерацией теплоты [6].

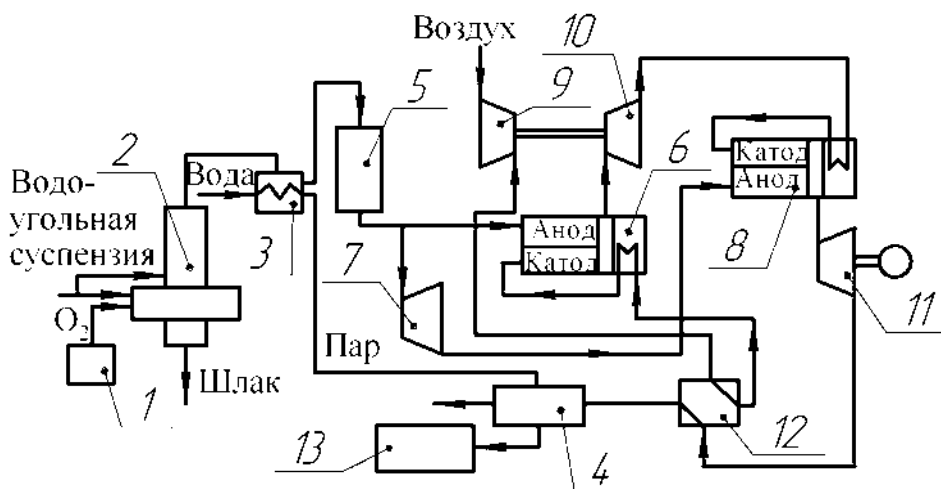


Рис. 3. КЭУ на базе ТОТЭ, работающая на продуктах газификации угля:

1-установка разделения воздуха; 2-газификатор; 3-газоохладитель; 4-котел-утилизатор; 5-система очистки газа от соединений серы; 6-ТЭ/ВД; 7-турбодетандер; 8-ТЭ/НД; 9-компрессор; 10-ТВД; 11-ТНД; 12-регенератор; 13-цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара

Таблица 1- Уровень разработок ЭЭУ с ТЭ к 2006 г [4]

Технические показатели	ЭЭУ с различным ТЭ				
	ЩТЭ	ФКТЭ	ТПТЭ	РКТЭ	ТОТЭ
Единичная мощность до, МВт	0,1	11	0,25	2	0,3
Суммарная мощность, МВт	2	70	5	5	2
Ресурс, ч	5000	До 40 000	До 15000	До 10 000	До 20 000
КПД электрический*	35—37	37—42	35—37	50—56	50—57 и (55—65) (гибридный ЭУ)

Однако при проектировании малых ГТД существует ряд проблем, основанных на влиянии на параметры и конструкцию малых размеров. Известно, что при уменьшении размеров ГТД невозможно обеспечить КПД и удельную мощность, как у обычных ГТД, т.к. большинство ГТД малой мощности имеет сравнительно высокие величины расхода топлива. С уменьшением размеров аэродинамические характеристики проточных частей компрессора и турбины ухудшаются, КПД их снижаются [7].

Для улучшения характеристик малых ГТД повышают КПД отдельных элементов, для этого используют части тепловой энергии, содержащейся в выхлопных газах, для предварительного подогрева воздуха перед входом в камеру сгорания. Также существует метод использования более высоких рабочих температур газа на входе в турбину или более низких температур воздуха на входе в компрессор.

Разработкой ГТД малой мощности занимаются такие фирмы, как “General Motors”, “Pratt&Whitney”, “Kawasaki Heavy Industries” в России: ФГУП “Завод имени В.Я. Климова”, ОАО ИПП “Энергия» и др.

Таким образом, для увеличения КПД имеющихся ГТД, последние объединяются с ТОТЭ. Для правильного подбора ТОТЭ имеющимся ГТД, а также расчета параметров необходим программный комплекс для ЭВМ.

На кафедре авиационных двигателей УГАТУ профессором И.М. Горюновым разработана система математического моделирования тепловых, энергетических и комбинирован-

ных установок DVIGwT, зарегистрированная в Российском Агентстве по Патентам и Товарным Знакам (РОСПАТЕНТ), свидетельство № 2004610623 от 04.03.2004 [8].

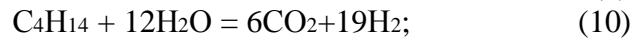
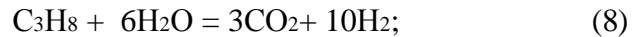
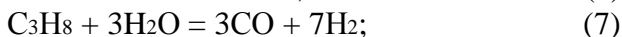
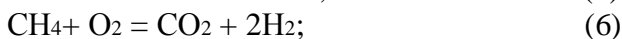
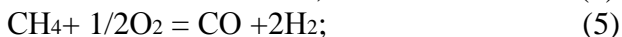
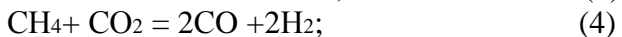
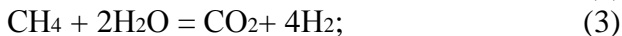
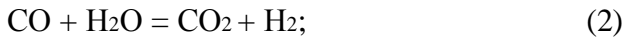
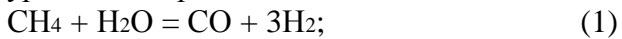
Областью применения системы DVIGwT являются термогазодинамические расчеты ЭУ произвольных схем (авиационных ГТД, ГТУ, ПТУ, парогазовых установок, тепловых насосных установок) и программ регулирования. Система DVIGwT позволяет также изучать и анализировать работу отдельных элементов установок (компрессора, камеры сгорания, турбины и т.д.). В математических моделях функциональных элементов учитываются фазовые превращения в рабочем теле в процессах сжатия, расширения, подвода и отвода тепла.

Система DVIGwT позволяет: осуществлять структурный синтез и параметрический анализ схем, характеристик и рабочих процессов ГТД и ЭУ; применять в процессах проектирования и доводки ГТД, тепловых, энергетических и комбинированных установок, реконструкции ТЭЦ, котельных; распознавать облик рабочего процесса при неполной информации о ГТД и ЭУ.

Разработанная система не связывает исследователя жестко заданными схемами двигателей и постановкой задачи исследования. Несмотря на все преимущества, данный программный продукт не позволяет рассчитывать параметры различных КЭУ на базе ГТД и ТЭ из-за отсутствия модуля расчета ТОТЭ. Был создан модуль для расчета параметров ТОТЭ и вставлен в программу DVIGwT. В результате получили программ-

ный продукт, способный рассчитывать параметры КЭУ на основе ГТД и ТОТЭ.

Был создан алгоритм расчета ТОТЭ на основании схемы, представленной на рис. 4, для создания расчетного модуля SOFC. Рассмотрим основные процессы в ТОТЭ. Углевodородное топливо, подаваемое в ТОТЭ, проходит через пароводяную конверсию для выделения водорода. К выделившемуся водороду подводится окислитель (воздух) и происходит основная электрохимическая реакция. В основном в качестве топлива применяется метан. Водород для использования в ТЭ может быть получен из углеводородов методами пароводяной, парокислородной и углекислотной конверсией, неполным окислением и пиролизом, согласно уравнениям реакций:



Реакции пароводяной конверсии протекают при подводе теплоты. С увеличением температуры термодинамическая вероятность протекания реакций возрастает. Равновесие реакций сдвигается вправо при снижении парциального давления водорода, т.е. при его электроокислении, поэтому при проведении прямой внутренней конверсии, т.е. конверсии в камере ТЭ, реакция получения водорода будет протекать с более высоким выходом водорода. При температурах, при которых протекают реакции конверсии, возможна реакция пиролиза с образованием сажи, осаждение которой на катализатор тормозит реакцию конверсии. Для предупреждения пиролиза и сажеобразования увеличивают парциальное давление паров воды, которые, с одной стороны, сдвигают равновесие реакций пароводяной конверсии углеводородов вправо, с другой стороны,



Рис. 4. Схема расчета ТОТЭ

взаимодействуют с сажей по реакциям, предотвращая сажеобразование.

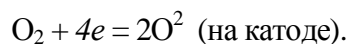
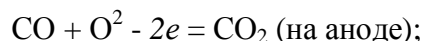
Пароводяная конверсия метана проводится в две стадии: реакции 1 и 2. Первую стадию обычно проводят под давлением 1...2 МПа на никелевых катализаторах на носителе  $\text{Al}_2\text{O}_3$  при температуре 900 ... 1000 К, если водород из системы выводится, или при более высокой температуре (до 1100 К), если водород из системы не выводится. Для предупреждения сажеобразования отношение пар/газ должно быть не менее 3. Степень превращения метана при указанных параметрах процесса и температуре 1073 К составляет 99,9%. Состав продуктов реакции зависит от температуры (рис. 5) и

давления. Например, при температуре 925 К и давлении 1 МПа получают газ состава (в мольных долях, %):  $\text{H}_2$  — 54,4;  $\text{H}_2\text{O}$  — 23,3;  $\text{CO}$  — 9,8 и  $\text{CO}_2$  — 7,5 [1].

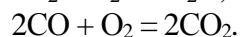
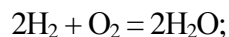
Вторая стадия – реакция сдвига проводится на медном катализаторе при температуре 493...523 К.

Рассмотрим строение конвертора углеводородных топлив. Смесь метана с паром подается в верхнюю часть аппарата, а часть метана подается в нижнюю часть для обогрева аппарата с помощью инжекционной горелки. После прохождения реакции в присутствии катализатора водород выделяется из смеси через мембрану (рис. 6) [1].

После получения водорода, он подается в основную камеру ТОТЭ, где протекают основные электродвижущие реакции. При использовании продуктов конверсии углеводородов на электродах протекают реакции:



Суммарные токообразующие реакции в ТОТЭ:



На основе этого создан алгоритм расчета ТОТЭ для создания программного модуля SOFC для использования его в программном продукте DVIGwT (рис. 7).

В ТОТЭ сходят четыре потока: горючее, окислитель, водяной пар и греющие продукты сгорания. На первой стадии (пароводяная конверсия горючего) углеводородное топливо смешивается с водяным паром и происходит выделение водорода при температурах порядка 900-1000 К. Данный продукт позволяет рассчитывать различные режимы как отдельных ТОТЭ, так и в составе КЭУ.

Данная температура достигается за счет отбора теплоты без смешения от теплоносителя – нагревающих продуктов сгорания. В дальнейшем, к полученным в результате пароводяной конверсии  $\text{H}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{CO}, \text{CO}_2$ , добавляется окислитель (воздух), и в данной смеси уже происходит основная электрохимическая реакция ТОТЭ. Для нахождения параметров смесей в промежуточных расчетах используется процедура расчета состава и параметров равновесного состояния произвольных многокомпонентных многофазных систем при высокой температуре "Thermo", созданная профессором Московского государственного технического университета им. Н.Э.Баумана Б.Г. Трусковым.

Исходный химический состав исследуемой системы – состав горючего и окислителя соответственно. Химическая формула вещества записывается с использованием обозначений элементов по периодической таблице Менделеева. Также необходимо задать два любых термодинамических параметра: давление, температуру, удельный объем, энтропию, полную энтальпию, полную внутреннюю энергию и значения коэффициента избытка окислителя.

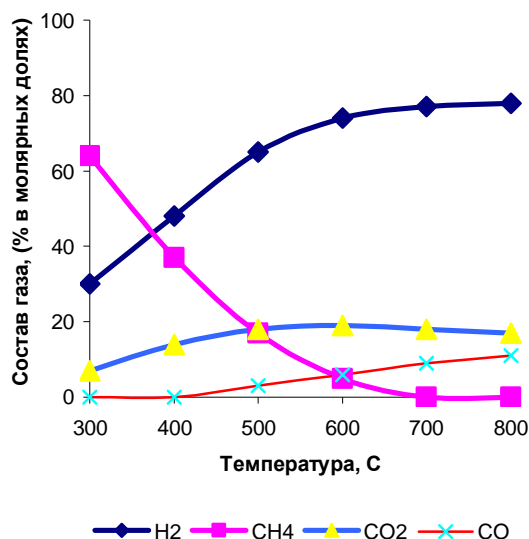


Рис. 5. Зависимость состава продуктов пароводяной конверсии метана от температуры (без учета непрореагировавшего водяного пара)

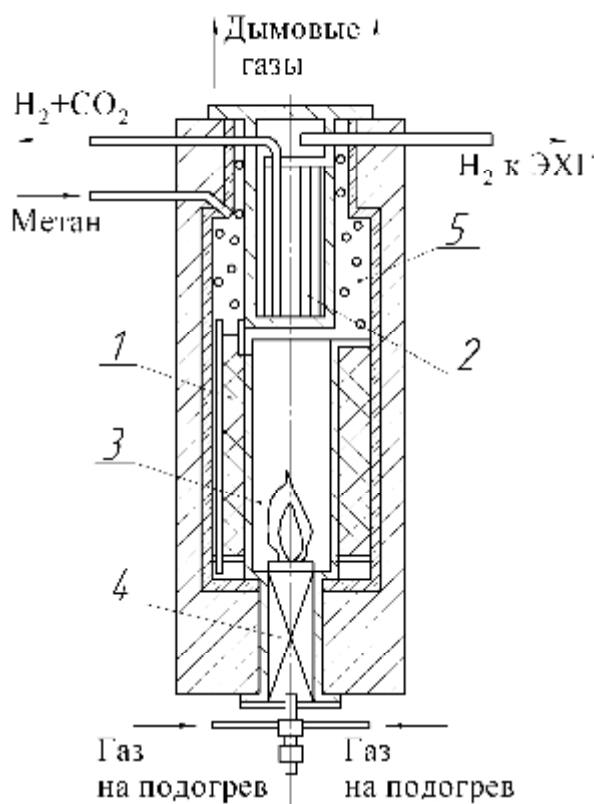


Рис. 6. Схема конвертора чистого водорода:  
1 – реактор; 2 – палладиевый сепаратор водорода;  
3 – топочная камера;  
4 – инжекционная горелка; 5 – пароперегреватель



Эта программа дает возможность выполнять расчет фазового и химического состава произвольной системы и находить ее термодинамические и теплофизические свойства.

Существуют настройки программы на расчет:

- с учетом или без учета возможности образования конденсированных фаз;
- с учетом или без учета возможности образования ионизированных компонентов.

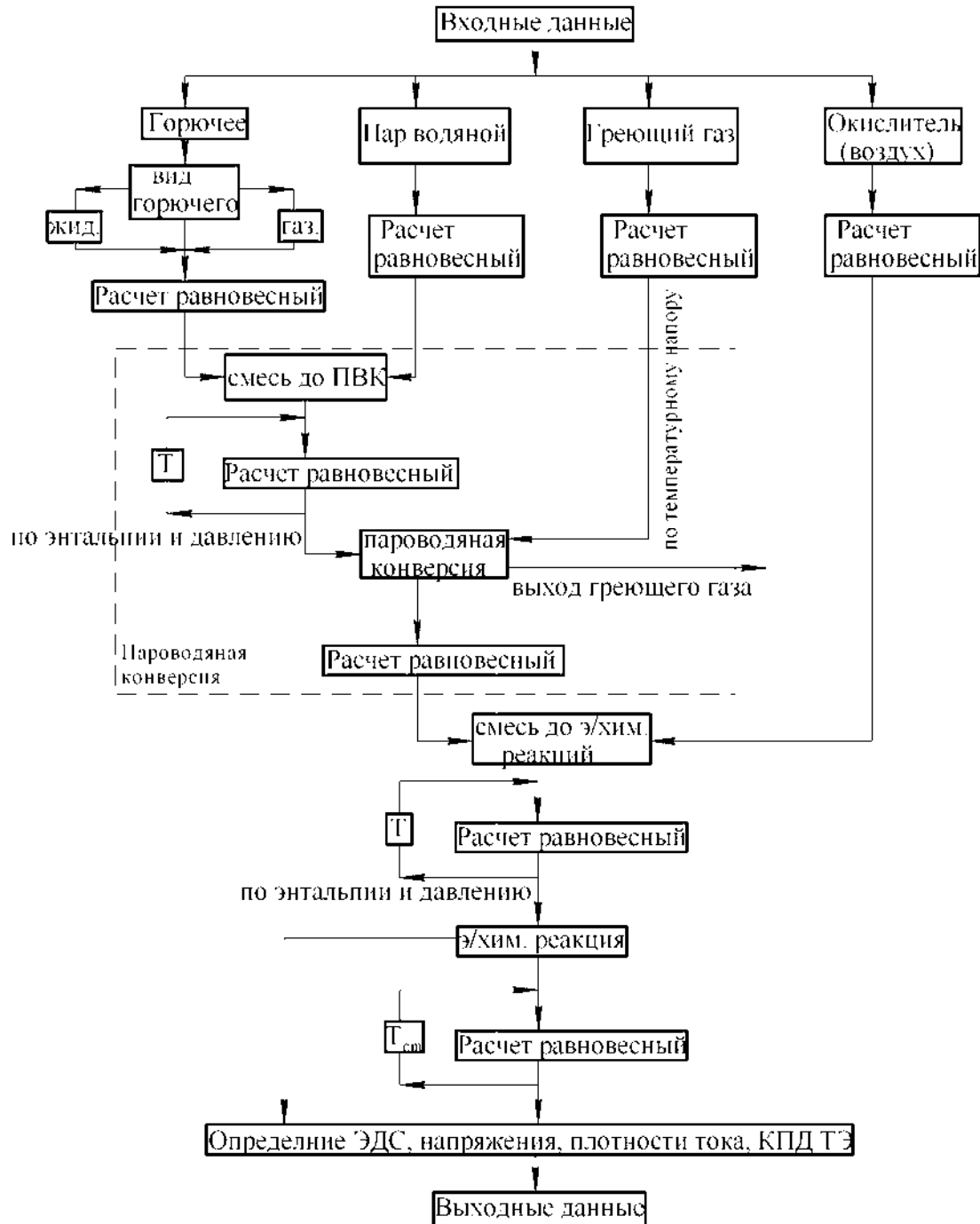


Рис. 7. Алгоритм расчета TOTE в программном комплексе DWIGwT

Результатами вычислений являются концентрации компонентов и конденсированных фаз и свойств системы. Возможны четыре режима вывода концентраций: моль/кг (моль/кг), МПа (массовые доли), мольные доли (мольные части), массо-

вые доли (массовые части). В скобках приведены размерности, предусмотренные для конденсированных веществ.

Конечным пунктом расчетов модуля SOFC является получение парциальных давлений водорода и кислорода (в смеси до ос-

новой электрохимической реакции), а также парциального давления воды на выходе из ТОТЭ. На основании полученных данных рассчитываются основные параметры ТОТЭ: ЭДС, термический, фарадеевский и общий КПД, плотность тока, плотность мощности и т.д. В настоящее время модуль SOFC успешно объединен и производится его тестирование в рамках системы DVIGwT.

Таким образом, создан программный продукт, позволяющий рассчитывать различные параметры универсальных КЭУ на базе ГТД и ТОТЭ и способствующий скорейшему проектированию и расчету КЭУ. Развитие таких КЭУ в настоящее время является актуальным вследствие высокого КПД, экологической безопасности, а значит – требуется универсальный программный продукт для расчета [9].

#### Библиографический список

1. Коровин, Н.В. Топливные элементы и электрохимические энергоустановки/ Н.В. Коровин.- Москва.: Изд-во МЭИ, 2005.
2. Коровин, Н.В. Расчет коэффициента полезного действия гибридной электростанции с высокотемпературным топливным элементом/ Н.В. Коровин, А.С. Седлов // Теплоэнергетика. - 2007. - № 2.
3. Чухраев, В.Ф. Разработка ТОТЭ и батареи ТОТЭ / В.Ф. Чухраев [и др.]. // Топливные элементы и электрохимические энергоустановки на их основе.- Обнинск, 2000.
4. Липилин, А.С. Развитие твердооксидных топливных элементов/А.С.Липилин // Фундаментальные проблемы электрохимической энергетики. - Саратов, 2002.
5. Липилин, А. С. Развитие конструкций и технологий высокотемпературных электрических устройств с твердооксидным электролитом в ИВТЭ/ А. С. Липилин, Б. Л. Кузин // Топливные элементы и электрохимические энергоустановки на их основе. –Обнинск, 2000.
6. Микрогазотурбинные электроагрегаты - новое направление в малой энергетике// Наука и технологии. - 2005. - № 4 (6).

7. Джадж, А. Газотурбинные двигатели малой мощности/ А. Джадж; под. ред. Н.П. Стульникова. – М.: Изд-во иност. лит., 1983.

8. Горюнов, И.М. Термогазодинамические расчеты ГТД и теплоэнергетических установок с использованием системы DVIGwT / И.М. Горюнов// Вестн. УГАТУ. Уфа, 2006. – Т. 7.- № 1 (14).

9. Лыкова, С.А. Высокоэффективные гибридные энергоустановки на основе топливных элементов/ С.А. Лыкова // Теплоэнергетика. - 2002. - № 1.

#### References

1. Korovin N. V. Fuel cells and electrochemical power engineering installs. Moscow.: МЭИ publishing house, 2005.
2. Korovin N. V, Sedlov A. S. Calculation of hybrid electrochemical power engineering install with high temperature fuel cell efficiency. // Heat energy. 2007. № 2.
3. Chuhraev V. F., Bochkov B. M., Zakutnev A. D. Development of SOFC and SOFC batteries// Fuel cells and electrochemical power engineering installs on their base. Obninsk, 2000.
4. Lipilin A. S. Evolution of solid oxide fuel cells // Main problems of electrochemical power engineering. Saratov, 2002.
5. Lipilin A. S., Kuzin B. L. Evolution of design and technologies of high temperature electrochemical power engineering installs with solid oxide электролитом in FC. // Fuel cells and electrochemical power engineering installs on their base. Obninsk, 2000.
6. Micro turbo jets energy installations – the new step in power engineering. // Science and technologies. 2005. № 4 (6).
7. Arthur W. Judge. Small Gas turbines and free piston engines/ Chapman and Hall Ltd. London. 1983 г.
8. Gorjunov I. M. Thermo-gasodynamical calculations of turbo jets and energy installations using DVIGwT system/ Bulletin of UGATU. Ufa, 2006. V. 7, № 1 (14).
9. Likova S. A. High effective hybrid energy installations based on fuel cells. // Heat energy. 2002. № 1.

## THE ALGORITHM OF CALCULATION COMBINED ENERGY INSTALLATIONS, BASED ON TURBOJET AND SOFC

©2009 A. F. Loskutnikov, F. G. Bakirov, I. M. Gorjunov

Ufa State Aviation Technical University

We offer the algorithm of calculation combined energy installations, based on turbojet and SOFC. You can find a scheme of calculation SOFC. Here you can investigate the description of various main hybrid electrochemical power engineering install based on turbo jets and fuel cells.

*Solid oxide fuel cell; steam water conversion; combined power engineering installs*

### Информация об авторах

**Лоскутников Александр Александрович**, аспирант, ассистент кафедры "Авиационная теплотехника и теплоэнергетика" Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: [alex\\_loskutnikov@mail.ru](mailto:alex_loskutnikov@mail.ru). Область научных интересов: комбинированные энергоустановки на базе твердооксидных топливных элементов.

**Бакиров Федор Гайфуллович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Авиационная теплотехника и теплоэнергетика" Уфимского государственного авиационного технического университета. Область научных интересов: комбинированные энергоустановки на базе твердооксидных топливных элементов.

**Горюнов Иван Михайлович**, доктор технических наук, профессор, Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: [gorjunov@mail.ru](mailto:gorjunov@mail.ru). Область научных интересов: математическое моделирование авиационных двигателей и энергетических установок.

**Loskutnikov Alexandr Alexandrovich**, post-graduate student, assistant on sub-faculty of ATiT of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: [alex\\_loskutnikov@mail.ru](mailto:alex_loskutnikov@mail.ru). Area of research: hybrid electrochemical power engineering installs based on SOFC.

**Бакиров Федор Gaifullovich**, doctor of technical science, professor, chief on sub-faculty of ATiT of Ufa State Aviation Technical University. Area of research: hybrid electrochemical power engineering installs based on SOFC.

**Goryunov Ivan Mikhailovich**, doctor of technical science, professor, SEE HVT of Ufa State Aircraft Technical University. E-mail: [gorjunov@mail.ru](mailto:gorjunov@mail.ru). Area of research: mathematical modeling of aviation engines and power installations.

УДК 618.518

## АРХИТЕКТУРА ИНТЕГРИРОВАННОЙ ИНФОРМАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ, ПРОИЗВОДСТВА И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГТД СОВМЕСТНО С ЕГО СИСТЕМОЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ, КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ

© 2009 Г. Г. Куликов<sup>1</sup>, К. А. Ризванов<sup>2,1</sup>, С. С. Денисова<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Уфимский государственный авиационный технический университет

<sup>2</sup>Научно-производственное предприятие «Мотор», г. Уфа

В работе предложен подход к формированию комплексной архитектуры информационной модели для газотурбинного двигателя (ГТД) с его электронной системой автоматического управления, контроля и диагностики (САУКиД). Рассматривается на этапах экспериментальной доводки, подготовки производства, производства и эксплуатации ГТД.

*Информационные технологии, этапы жизненного цикла при испытании ГТД, электронная система автоматического управления и контроля, выделенный телекоммуникационный канал*

В авиадвигателестроительной индустрии испытания ГТД проводятся с применением передовых информационных технологий, так как информационные пространства предприятий, участвующих в разработке, производстве и эксплуатации ГТД сегодня достаточно полно структурированы и компьютеризированы [1, 2, 3].

Особый интерес представляет разработка информационной технологии [6], интегрирующей процессы доводки и производства в ОКБ–изготовителе системы управления и ОКБ–изготовителе двигателя. В ее основе лежит идея информационной интеграции стадий жизненного цикла (ЖЦ) ГТД и системы автоматического управления, контроля и диагностики (САУКиД). Информационную интеграцию можно осуществлять на положении, что все автоматизированные системы, применяемые на различных стадиях ЖЦ, будут оперировать не с традиционными техническими документами, а с формализованными документированными информационными моделями, описывающими организационные и технологические процессы создания и испытаний ГТД и САУКиД. Основные требования по решению данной проблемы определены требованиями CALS–технологий, поддерживаемых стандартами STEP [4, 5].

Вместе с тем, в ходе практического применения таких решений встречаются существенные трудности информационно-технологического плана. Во-первых, сложность процесса проведения испытания ГТД, начиная от подготовки технической доку-

ментации до обработки результатов испытаний, связанная с большими материальными затратами и требующая высокой точности получения и обработки результатов. Во-вторых, до сегодняшнего дня две системы: система автоматического управления (САУ) со своей встроенной системой контроля и система контроля и диагностики состояния ГТД разрабатывались автономно. Но появление концепции электронных систем с полной ответственностью типа FADEC позволило объединить в одну структуру систему управления, систему контроля и систему диагностики ГТД.

Отмеченные проблемы требуют разработки научно обоснованных методов построения интегрированной модели, т.е. определения структуры ЖЦ для комплексной системы САУКиД типа FADEC и ЖЦ ГТД. Целесообразно разработать структуру ЖЦ объединения САУКиД и этапов ЖЦ, связанного непосредственно с разработкой, созданием и испытанием самого ГТД по признакам их информационных взаимодействий.

### Построение интегрированной информационной модели

Предлагается развивать методы CALS–технологий как инструмента организации и информационной поддержки всех участников создания, производства и эксплуатации ГТД и его систем, направленных на повышение эффективности работ за счет координации и ускорения организационных и производственных процессов.

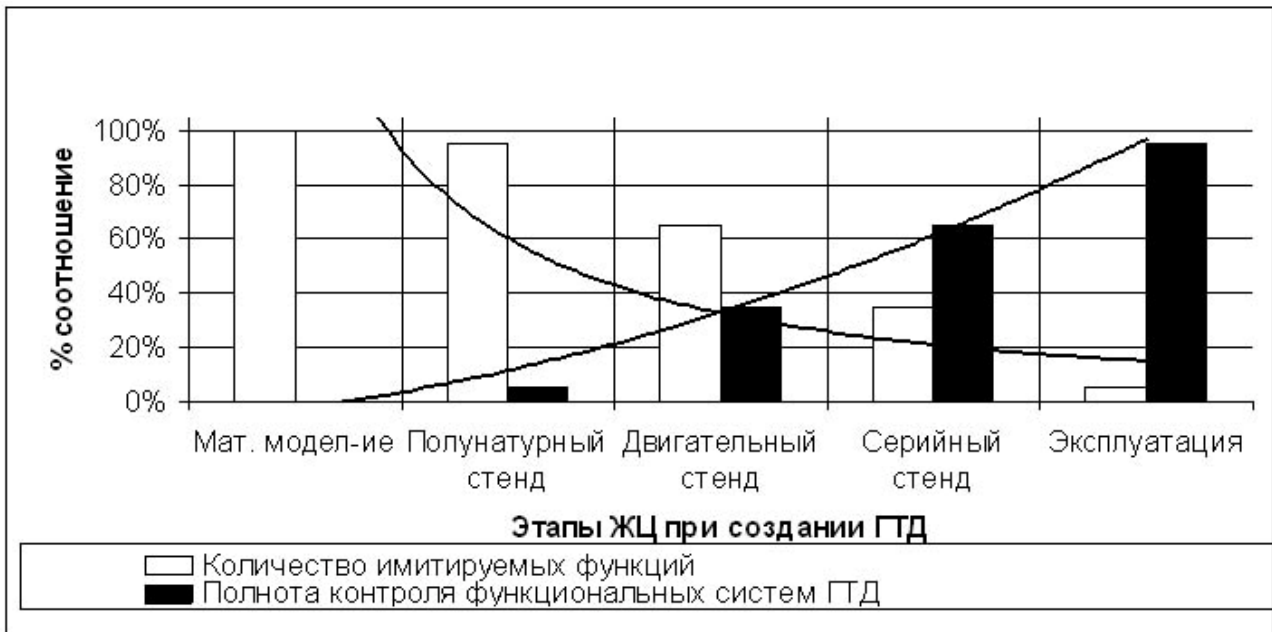


Рис.1. Количественная характеристика имитации количества функций и степени полноты контроля

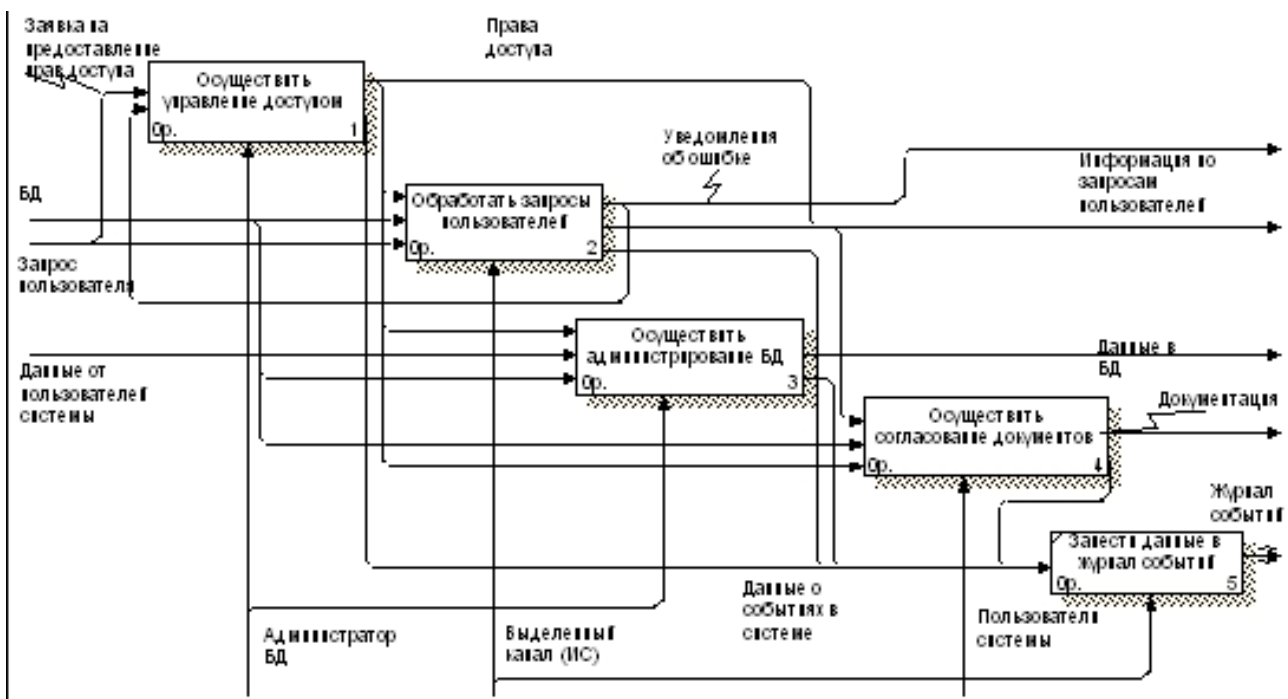


Рис.2. Процесс ведения документооборота через выделенный канал

Основу данной технологии должен составить универсальный полунатурный стенд, находящийся в ОКБ–изготовителе системы управления. Такой стенд является основным инструментом создания и эксплуатационного сопровождения электронных систем управления контроля и диагностики. Он содержит в своем составе подсистемы имитации отказов, внешних условий и информационного взаимодействия с самолетными системами.

На рис. 1 представлена количественная характеристика имитации количества функций и степени полноты контроля.

Применение выделенных телекоммуникационных каналов позволяет реализовать указанную выше технологию в распределенном виде, т.е. физически проводя испытания параллельно в темпе эксперимента на двигательном стенде и полунатурном стенде. Это позволит исследовать состояние двигателя и его систем, в том числе САУКиД, в реаль-

ном времени. Процесс ведения документооборота через выделенный канал представлен на рис. 2. При этом глубина анализа увеличится в несколько раз при одновременном сокращении сроков.

Указанный подход представляется новым в организации взаимодействия всех участников создания и испытания ГТД и САУКиД на основе явной модели ЖЦ. Он будет соответствовать концепции процессного управления.

Данная технология позволит проследить и анализировать отказы двигателя и его систем на всех этапах ЖЦ с целью адаптации САУКиД в части контроля, диагностики и реконфигурации.

Сегодня большинство аналитиков и руководителей начинают испытывать потребность в комплексном описании и планировании развития предприятий. При этом, задачи, связанные с проектированием и построением информационных систем, вызывают наибольший интерес. Существует множество подходов к решению этих задач. Большинство подходов опирается на инструментальные средства, позволяющие автоматизировать создание информационной системы – CASE. Задача по созданию информационной системы делится на несколько подзадач. Это разделение зависит от применяемого подхода, но в любом из них всегда присутствуют два действия:

- сбор информации и моделирование организационных и технологических процессов;
- построение архитектуры будущей информационной системы для автоматизации указанных процессов.

При моделировании процессов, как правило, рассматриваются три аспекта:

- объекты, которыми оперируют в процессах;
- процессы, которые выполняются;
- события, управляющие изменениями процессов и объектов.

### Модель Захмана

Значительный вклад в развитие концепции информационной архитектуры производственного предприятия был сделан Дж. Захманом [6]. Модель Захмана основана на дисциплине классической архитектуры и обеспечивает общий словарь и набор пер-

спектив, или структур для описания современных сложных корпоративных информационных систем. Использование интегрированной схемы дает возможность применять ее на всех этапах ЖЦ системы для формирования точек зрения всех участников CASE-проекта, причем каждый участник или группа участников проекта получают четкое представление о том, что от них требуется. Построение модели Захмана для авиационных предприятий позволяет обеспечить понимание архитектуры информационной системы для создания ГТД на разных стадиях разработки и с точки зрения разных участников проекта. Для этого проводится анализ информационных структур пространств предприятий, участвующих в разработке, производстве и эксплуатации ГТД, показывающий, что их деятельность достаточно полно формализована и компьютеризирована. На рис. 3 изображена архитектура ИТ при проектировании ГТД.

Эти точки зрения отражают значение и области ответственности заинтересованных лиц в процессе создания и применения информационной системы.

Шесть аспектов приводят к различным представлениям каждой из точек зрения. Аспекты соответствуют вопросам “что”, “как”, “где”, “кто”, “когда” и “почему”, относящимся к информационной системе. В каждой ячейке представлен вид конечного продукта с точки зрения некоторой группы лиц, участвующих в разработке системы. Взгляд охватывает часть ячейки, всю ячейку или несколько ячеек в пределах строки. Взгляд может быть порожден любой точкой зрения и может быть представлен на любом подходящем уровне деятельности. Описание взгляда включает в себя [6]:

- точку зрения;
- аспект;
- технику или язык, описывающий данный взгляд (например, IDEF1X для аспекта данных, IDEF0 или диаграмму потока данных для функционального аспекта);
- уровень детальности (высокий или низкий);
- предметную область (узкую или широкую);
- предполагаемое использование;
- пользователя;
- граничные предположения.

	Данные ЧТО (характеристики и парам. ГТД)	Функции КАК (функц. схемы, иерархии ГТД)	Дислокация , сеть ГДЕ	Люди КТО (сотрудники предпр.)	Время КОГДА (планы, задания)	Мотивация ПОЧЕМУ (заказ на произв ГТД)	
Генеральный директор, Генеральный конструктор(ГТК) и его заместители	Планирование	Список важных событий	Список основных процессов	Ключевые события	Важнейшие события		Сфера действия (контекст)
ГДГК							Модель предприятия
Начальник БАСУП, начальник ВЦ							Модель системы
Науч. ВЦ и БАСУП и сотрудники	Архитектура данных	Архитектура данных	Иерархическая структура	Организационная архитектура	Временная архитектура	Архитектура правил	технологическая (физическая модель)
Сотрудники ВЦ, БАСУП							Детали реализации
ВЦ, БАСУП и предметные специалисты	Данные	Работающие программы	Сеть	Реальные люди, организации	Бизнес события	Работающие бизнес стратегии	Работающее предприятие
	Данные	Функции, процессы	Сеть, расположение систем	Люди, организации	Время, расписания	Мотивация	

Рис.3. Архитектура ИТ для проектирования ГТД

На их основе строится 3D-модель предприятия [7] (см. рис. 4).

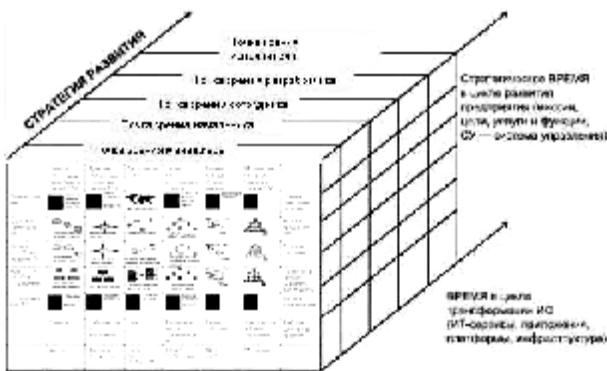


Рис.4. 3D-модель предприятия

### Информационная интеграция стадий ЖЦ ГТД и САУКиД в соответствии с требованиями CALS

Наличие указанных средств, формирующих электронное пространство, позволяет создавать различные модели ЖЦ как объективное отображение сложившихся технологических процессов и взаимосвязей на различных стадиях проектирования, производства и эксплуатации. В такой постановке может существовать множество моде

лей ЖЦ ГТД, которые с разной степенью адекватности соответствуют реальным ЖЦ.

В этом множестве можно выделить наиболее эффективные модели ЖЦ.

Отметим, что управление ЖЦ ГТД может эффективно осуществляться только на основе его адекватной модели. Поэтому задача создания модели ЖЦ как адекватного описания эволюционно сложившихся отношений и взаимосвязей как между организациями, так и в одной организации, отвечающих заданным требованиям формализации как необходимого условия автоматизации, является актуальной.

Одним из основных аспектов организации информационных связей и соответствующих им информационных потоков являются потоки с оперативной информацией о состоянии конкретных экземпляров самолетов и соответственно двигателей. Оперативные данные о состоянии двигателя на этапе создания и производства определяются, прежде всего, данными, полученными при испытаниях. В эксплуатации данными, эквивалентными испытаниям, являются параметры работы двигателя в эксплуатации.



Рис.5. Концептуальная схема информационных потоков в условиях ОКБ и в эксплуатации

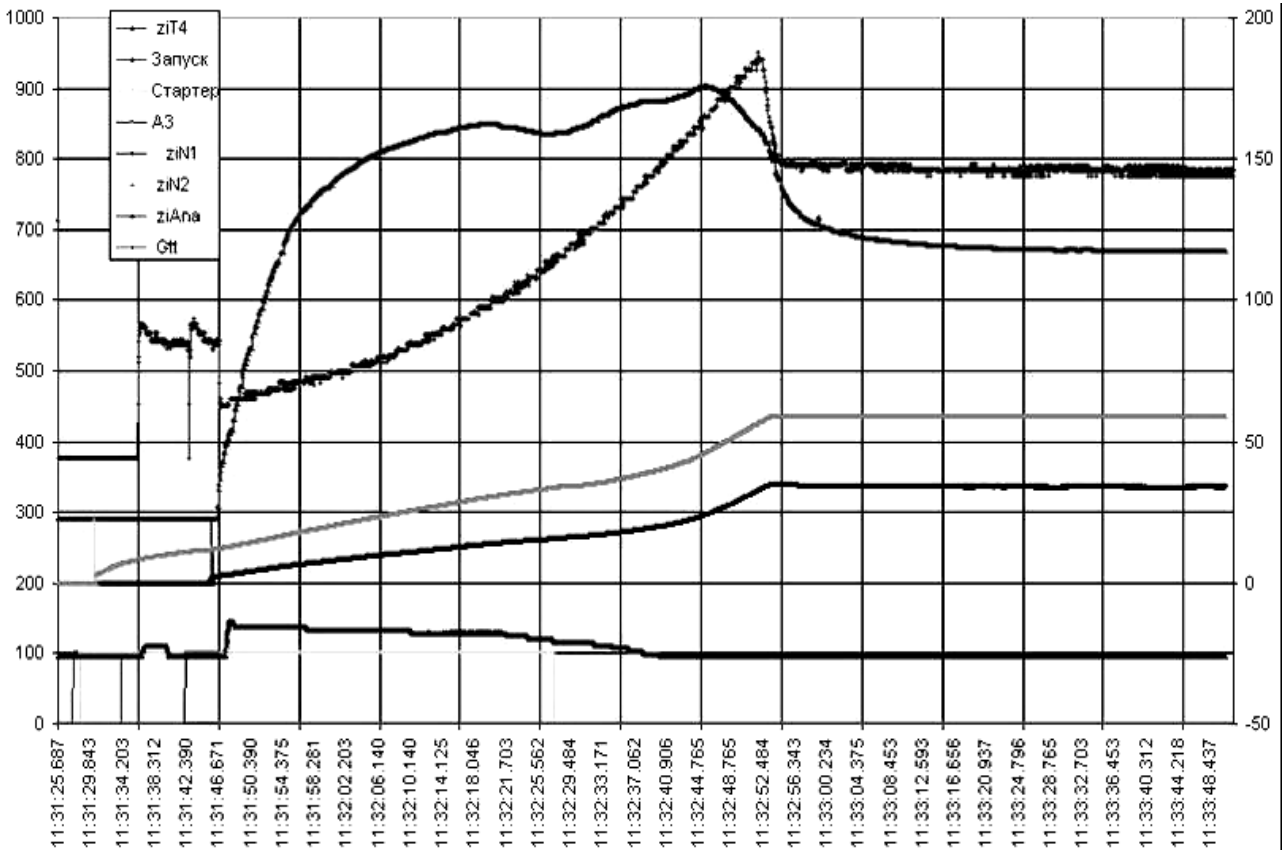


Рис.6. Процесс запуска ГТД АЛ-55И с электронной системой управления



Анализ существующих схем организации эксплуатации ГТД в составе самолета показывает, что линейно-штабная схема организации теряет свою эффективность. Это объясняется тем, что появляется возможность непрерывного мониторинга состояния ГТД в течение его ЖЦ, в том числе эксплуатации и ремонта ГТД по его состоянию. В функциональном аспекте начинают преобладать технологии ремонта и восстановления ГТД на основе сменной модульности, когда в случае неисправности происходит замена конструктивного модуля, который затем отправляется на ремонт в специализированные предприятия. При этом предполагается, что с помощью непрерывного мониторинга во время эксплуатации определяется и состояние ГТД в целом. Соответственно это определяет и новую схему организации управления (снабжением запасными ресурсами).

Вторым фактором является то, что эксплуатация и ремонт, как правило, организуются и управляются, и в какой-то части выполняются производителем и разработчиком ГТД.

Третьим фактором является необходимость электронного информационного сопровождения основных этапов создания, эксплуатации и ремонта. Здесь наблюдается наибольшее обеспечение электронизации процессов мониторинга и документирования.

Основой совместимости электронной информации при мониторинге, анализе, передаче и хранении информации являются стандарты CALS систем. CALS – Continuous Acquisition and Life Cycle Support – непрерывная информационная поддержка ЖЦ или продукта. Она выполняется в ходе ЖЦ продукта за счет информационной интеграции и преемственности информации, порождаемой на всех этапах жизненного цикла.

Концепция CALS определяет набор правил, регламентов, стандартов, в соответствии с которыми строится информационное электронное взаимодействие участников процессов проектирования, производства и испытаний [8].

CALS-технологии представляют собой современную организацию, прежде всего, деловых процессов разработки, производства, эксплуатации и послепродажного сервиса ГТД путем информационной поддержки

процессов их ЖЦ на основе стандартизации методов представления данных на каждой стадии жизненного цикла и безбумажного электронного обмена данными.

Среди новых концепций перспективной представляется идея информационной интеграции стадий ЖЦ ГТД и САУКиД. Она состоит в создании интегрированной информационной среды, позволяющей консолидировать информацию стадий ЖЦ ГТД и САУКиД. Информационная интеграция заключается в том, что все автоматизированные системы, применяемые на различных стадиях ЖЦ, оперируют не с традиционными документами, а с формализованными информационными моделями, описывающими процессы создания и испытаний ГТД и САУКиД. Эти модели существуют в интегрированной информационной среде в электронной форме в виде информационных объектов. Системы, которые используют те или иные информационные объекты, извлекают их из интегрированной информационной БД, обрабатывают, создавая новые объекты, и помещают в интегрированную БД. Чтобы все это было возможно, информационные модели и соответствующие ИТ-технологии должны быть стандартизованы [4].

Интегрированная информационная среда представляет собой совокупность распределенных гетерогенных хранилищ данных (ХД), в которых действуют стандартные правила обработки, хранения, обновления, поиска и передачи информации, через которые осуществляется “безбумажное” информационное взаимодействие между всеми этапами ЖЦ как ГТД, так и его САУКиД. На рис. 5 представлена концептуальная схема информационных потоков в условиях ОКБ и в эксплуатации.

Среди CALS-технологий ключевой является технология интеграции данных об изделии – PDM/PLM-технология - управление ЖЦ ГТД и САУКиД в эксплуатации. Она предназначена для управления всеми данными об изделии и информационными процессами ЖЦ ГТД и САУКиД, создающими и использующими эти данные.

Управление информационными процессами ЖЦ представляет собой поддержку различных процедур, создающих и исполь-

зующих данные об изделии (например, процедуры изменения изделия), т.е. фактически поддержку электронного документооборота, например, конструкторского документооборота [1].

Основной идеей PLM-технологии является повышение эффективности управления информацией за счет повышения доступности данных об изделии, требующихся для информационных процессов ЖЦ. Повышение доступности данных об изделии достигается за счет интеграции всех данных об изделии в логически единую модель [9].

### **Структура информационных потоков при испытаниях ГТД и САУКиД**

Известно, что основная структура информационных потоков и правила управления ими закладывается на этапе проектирования и доводки ГТД. Далее по принципам CALS данная структура разветвляется и развивается в соответствии с требованиями последующих этапов изготовления, доводки и эксплуатации. Поэтому задача структурирования информационных потоков при создании ГТД на этапе его разработки является основополагающей.

Для начала формирования распределенного ХД необходимо на теоретико-множественном языке описать информационную структуру. Отметим, что одним из основных фактов при организации испытаний ГТД помимо самого ГТД является его САУКиД. С учетом технических и информационных возможностей САУКиД формируется и реализуется программа испытаний. В процессе самих испытаний САУКиД не только исполняет роль функционального узла, но и является основным источником информации о состоянии ГТД.

Анализ этапов ЖЦ, связанных с испытаниями, показывает, что при разработке технологических систем для испытаний САУКиД и ГТД необходимо предусматривать возможность параллельного проведения испытаний и со штатными сервисными системами, которые должны будут сопровождать ГТД с их электронными САУ в эксплуатации.

Так, например, для унификации сервисных систем, регистрации, контроля и диагностики ГТД с САУ для самолетов Сухого

разработан АРМ ДК эксплуатационный [7]. Но при этом необходимо отметить, что АРМ ДК технологический должен покрывать все функции штатного АРМ ДК и расширять совокупность анализируемых параметров, необходимых для конструкторско-технологической доводки. Так, по экспертным оценкам рассматриваемый в работе АРМ ДК технологический расширяет возможность анализа характеристик отдельных узлов и двигателя в целом в 2-3 раза.

В дальнейшем для повышения качества штатного АРМ ДК его функции могут быть дополнены АРМ ДК технологическим.

На рис. 6, для примера, приведен процесс запуска ГТД АЛ-55И с электронной системой управления, полученный с помощью АРМ ДК технологического в реальном времени. Данные испытаний помещаются в гетерогенную базу данных испытаний, к которой организуется доступ конструкторским службам для их детального анализа

### **Заключение**

Анализ современных технологий испытаний электронных САУКиД ГТД на полунатурных стендах, на стендах с реальным двигателем и на самолете показывает, что они могут быть интегрированы в сквозную комплексную информационную технологию испытаний на основе имитации (полунатурного моделирования) основных, контрольных, диагностических, сервисных и других функций.

Для решения этой задачи можно использовать опыт создания и применения полунатурных стендов, применяемых разработчиком для испытания САУКиД.

### **Библиографический список**

1. Kulikov G.G., Thompson H.A. (Eds). Dynamic modelling of gas turbines: identification, simulation, condition monitoring, and optimal control / London, New York, Springer, 2004, 309 p.
2. Информационная поддержка управления жизненным циклом испытаний ГТД на основе CALS-технологий / Г.И. Погорелов, Б.К. Галимханов, К.А. Ризванов // Вестник УГАТУ : науч. Журн. Уфимск. Гос. авиац. Техн. Ун-та. Сер. Управление, информатика и выч. техника. 2007. Т.9, № 4 (22). С. 57-63.

3. Системная модель информационной поддержки длительных испытаний и эксплуатации газотурбинного двигателя на основе показателя остаточного ресурса / Х.С. Гумеров, Г.Г. Куликов, К.А. Ризванов // Исследования и перспективные разработки в авиационной промышленности : матер. 3-й науч.-практ. Конф. молодых специалистов и ученых, М.: ОАО "ОКБ Сухого", 2005 г. С. 583-586.

4. Организационно-функциональная модель процесса проведения испытаний ГТД в соответствии с CALS-технологиями / Г.И. Погорелов, К.А. Ризванов, М.Р. Азанов // Труды междунар. конф. комп. наук и информ. техн. (CSIT'2007). Красноуфольск, Уфа, 2007. Т. 2. С. 177-180 (Статья на англ. яз.).

5. Формирование структуры модели жизненного цикла ГТД, отвечающей требованиям CALS-технологий / Г.Г. Куликов, К.А. Ризванов // Исследования и перспективные разработки в авиационной промышленности. CALS-технологии в авиационной промышленности : матер. 4-й науч.-практ. конф. молодых ученых и специалистов. М. : ОАО "ОКБ Сухого", 2007. С. 704-707.

6. Разработка архитектуры информационной подсистемы испытаний ГТД. / Г.Г. Куликов, К.А. Ризванов // Матер. 4-й Всерос. науч.-техн. конф., Уфа : ОАО УМПО, 2008. С. 118-119.

7. Зиндер Е.З. «3D-предприятие» - модель трансформирующейся системы // Директор ИС. 2000. № 4. – С. 12-15.

8. Норенков И.П., Кузьмик П.К. Информационная поддержка наукоемких изделий. CALS-технологии. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.

9. Судов Е.В., Левин А.И., Петров А.В., Чубарова Е.В. Технологии интегрированной логистической поддержки изделий машиностроения. – М.: ООО Издательский дом «ИнформБюро», 2006. – 232 с.

### References

1. Kulikov G.G., Thompson H.A. (Eds). Dynamic modelling of gas turbines: identification, simulation, condition monitoring, and optimal control / London, New York, Springer, 2004, 309 p.

2. Information support of management by life cycle of tests GTE on the basis of CALS-technologies / G.I. Pogorelov, B.K. Galimhanov, K.A. Rizvanov // Bulletin USATU: scientific magazine USATU. A series Management, computer science and computer facilities. 2007. V.9, № 4 (22). P. 57-63.

3. System model of information support of long tests and operation GTE on the basis of an indicator of a residual resource / H.S. Gumerov, G.G. Kulikov, K.A. Rizvanov // Researches and perspective workings out in the aviation industry: materials of 3rd scientifically-practical conference of young experts and scientists, M.: JSC "Sukhoi Design Bureau", 2005. P. 583-586.

4. Organizational-functional model of process of carrying out GTE tests according to CALS-technologies / G.I. Pogorelov, K.A. Rizvanov, M.R. Azanov // Works of the international conference of computer sciences and an information technology (CSIT'2007). Krasnoufolsk, Ufa, 2007. V. 2. P. 177-180.

5. Formation model of life cycle GTE structure which is meeting the requirements of CALS-technologies / G.G. Kulikov, K.A. Rizvanov // Research and perspective workings out in the aviation industry. CALS-technologies in the aviation industry : materials of 4th scientifically-practical conference of young experts and scientists, M.: JSC "Sukhoi Design Bureau", 2007. P. 704-707.

6. Working out of architecture of an information subsystem GTE tests. / G.G. Kulikov, K.A. Rizvanov // Materials of 4th All-Russia scientific and technical conference, Ufa : JSC UMPO, 2008. P. 118-119.

7. Zinder E.Z. "3D-enterprise" – model of transformed system // Director IS. 2000. № 4. – P. 12-15.

8. Norenkov I.P., Kuzmik P.K. Information support of the high technology products. CALS-technologies. – M: Publishing house of MG TU of AD Bauman, 2002. 320 p.

9. Sudov E.V., Levin A.I., Petrov A.V., Chubarova E.V. Technologies of the integrated logistical support of mechanical engineering products. – M: Open Company the Publishing house "Information bureau", 2006. – 232 p.

## **THE INTEGRATED INFORMATION MODEL ARCHITECTURE FOR WORKING OUT, MANUFACTURE AND OPERATION GTE TOGETHER WITH ITS SYSTEM OF AUTOMATIC CONTROL, THE CONTROL AND DIAGNOSTICS**

© 2009 G. G. Kulikov<sup>1</sup>, K. A. Rizvanov<sup>2,1</sup>, S. S. Denisova<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Ufa State Aviation Technical University

<sup>2</sup>SPE "Motor"

In work the approach to formation of complex architecture of information model for GTE with its electronic system of automatic control, the control and diagnostics is offered. It is considered at stages of experimental operational development, preparation of manufacture, manufacture and operation GTE.

*Information technology, life cycle stages at test GTE, electronic system of automatic control and the control, the allocated telecommunication channel*

### **Информация об авторах**

**Куликов Геннадий Григорьевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автоматизированных систем управления Уфимского государственного авиационного технического университета. Тел. (347) 273-78-23. E-mail: [gennadyg\\_98@yahoo.com](mailto:gennadyg_98@yahoo.com). Область научных интересов: автоматические системы управления, управление силовыми установками летательных аппаратов.

**Ризванов Константин Анварович**, кандидат технических наук, начальник бригады вычислительной техники научно-производственного предприятия «Мотор». Тел. (347) 238-86-81. Старший преподаватель кафедры автоматизированных систем управления Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: [rizvanovk@bk.ru](mailto:rizvanovk@bk.ru). Область научных интересов: автоматические системы управления, автоматические системы испытаний ГТД.

**Денисова Светлана Сергеевна**, инженер научно-производственного предприятия «Мотор». Тел. (347) 238-86-81. E-mail: [rodrigess@inbox.ru](mailto:rodrigess@inbox.ru). Область научных интересов: автоматические системы управления.

**Kulikov Gennadiy Grigorievich**, Doctor of Technical Scientific, the professor of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: [gennadyg\\_98@yahoo.com](mailto:gennadyg_98@yahoo.com). Area of research: system of automatic control, Management of the flying machine power-plants.

**Rizvanov Konstantin Anwarovich**, Candidate of Technical Scientific, the chief of a brigade SPE «Motor», the teacher of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: [rizvanovk@bk.ru](mailto:rizvanovk@bk.ru). Area of research: system of automatic control, the automated information systems of GTE tests.

**Denisova Swetlana Sergeevna**, the engineer of the automated control systems SPE «Motor». E-mail: [rodrigess@inbox.ru](mailto:rodrigess@inbox.ru). Area of research: The automated systems of the information processing and management.

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ПРИ ТЕРМОПЛАСТИЧЕСКОМ УПРОЧНЕНИИ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2009 В. А. Барвинок, М. А. Вишняков, С. А. Игнатьев

Самарский государственный аэрокосмический университет

В статье представлена методика теоретического определения температурных полей при термопластическом упрочнении. В качестве примера показаны результаты расчётов для одностороннего охлаждения крупногабаритной детали типа диска турбины ГТД. Приведено сопоставление расчетных и экспериментальных температурных полей.

*Упрочнение термопластическое, температурные поля, деформации, напряжения остаточные*

Анализ технологических методов упрочняющей обработки показал, что для повышения сопротивления усталости и долговечности деталей газотурбинных двигателей из жаропрочных и титановых сплавов, работающих длительное время при повышенных температурах, необходим такой способ упрочнения, который обеспечил бы в поверхностном слое благоприятные сжимающие остаточные напряжения при минимальной степени деформационного упрочнения. Таким методом, удовлетворяющим вышеуказанным условиям, является термопластическое упрочнение (ТПУ), основанное на образовании поверхностных сжимающих напряжений за счёт неравномерного распределения температуры по сечению детали. С целью теоретического определения теплонапряженного состояния в поверхностном слое изделия возникла необходимость в разработке математической модели процесса термопластического упрочнения.

В настоящее время в теории термопластичности существует ряд методов [1,2], позволяющих осуществить расчёт напряженного состояния в пластически деформированной детали. Для решения технических проблем различного типа целесообразно пользоваться некоторыми частными вариантами теории термопластичности, позволяющими решить конкретную задачу наиболее простыми средствами и вместе с тем достаточно полно и правильно описать важнейшие стороны данного явления. Учитывая особенности процесса ТПУ, происходящие при нагреве и ускоренном охлаждении, при

расчёте теплонапряженного состояния детали применена теория неизотермического пластического течения с анизотропным упрочнением.

Теоретический анализ процесса термопластического упрочнения сводится к последовательному решению двух основных задач: нестационарной теплопроводности и неизотермического упругопластического деформирования тела.

Процесс нестационарной теплопроводности в твёрдом теле применительно к процессу термоупрочнения можно представить соответствующим дифференциальным уравнением теплопроводности для элементарного объёма [3]:

$$\rho c \frac{dT}{dt} + \{L\}^T \{q\} = 0, \quad (1)$$

где  $\rho$  - плотность;  $c$  - теплоёмкость;  $T$  - температура;  $\{q\}$  - вектор теплового потока;  $\{L\}^T$  - транспонированный вектор-оператор;  $t$  - время.

Используя закон Фурье, выражение для теплового потока можно представить в виде

$$\{q\} = -[D]\{L\}T, \quad (2)$$

где  $[D]$  - матрица теплопроводности.

С учётом (2) уравнение (1) преобразуется к виду

$$\rho c \dot{T} = [L]^T ([D]\{L\}T). \quad (3)$$

В случае термопластического упрочнения коэффициенты теплопроводности и теплоёмкости зависят от температуры, поэтому дифференциальное уравнение (3) является нелинейным.

Начальными условиями при решении уравнения (3) является температурное поле в начальный момент времени - перед охлаждением при ТПУ:

$$T_0 = T_0(X, Y, Z, t_0).$$

Граничные условия на поверхности, где осуществляется интенсивное охлаждение, выражаются законом Ньютона для конвективной теплопередачи:

$$\{q\}^T \{n\} = h(T_s - T_B), \quad (4)$$

где  $\{n\}$  - единичный вектор внешней нормали к поверхности;  $h = h(t)$  - коэффициент теплоотдачи;  $T_s$  - температура поверхности тела;  $T_B$  - средняя температура окружающей среды.

Уравнения (3) - (4) решаются методом конечных элементов (МКЭ) [4]. Необходимые соотношения МКЭ получаются в вариационной форме. В качестве весовой функции берётся вариация температуры  $\delta T$ . После соответствующих преобразований (3) с учетом (4) получим

$$\int_{V_e} \left( \rho c \delta T \frac{dT}{dt} + \{L\}^T \delta T ([D]\{L\}T) \right) dV = \int_{S_e} \delta T h (T_B - T_s) dS.$$

Переменная в пространстве и времени температура  $T$  аппроксимируется через узловые значения  $\{T_e\}$  с помощью функций формы элемента  $\{N\} = \{N(X, Y, Z)\}$ :

$$T = \{N\}^T \{T_e\}.$$

Применяя необходимые математические приёмы, уравнение нестационарной теплопроводности для элементарного объёма можно представить в матричной форме:

$$\left[ C_e \right] \{\dot{T}_e\} + \left[ K_e \right] \{T_e\} = \{Q_e\},$$

где  $\left[ C_e \right]$  - матрица теплоёмкости элемента;

$\left[ K_e \right]$  - матрица теплопередачи элемента, в которую входят матрицы теплопроводности

$\left[ K_e^{t_B} \right]$  и конвективной теплоотдачи элемента  $\left[ K_e^{t_c} \right]$ ;  $\{Q_e\}$  - вектор конвективного поверхностного теплового потока элемента;  $\{T_e\}$  - вектор узловых температур.

Для указанной модели разрешающая система дифференциальных уравнений метода конечных элементов будет иметь вид

$$\left[ C \right] \{\dot{T}\} + \left[ K \right] \{T\} = \{Q\}, \quad (5)$$

где  $\left[ C \right]$  и  $\left[ K \right]$  - глобальные матрицы теплоёмкости и теплопроводности,  $\{Q\}$  - глобальный вектор узловых тепловых потоков.

Для решения системы уравнений (5) используется конечноразностное выражение

$$\{T_{n+1}\} = \{T_n\} + (1 - \Theta) \Delta t \{\dot{T}_n\} + \Theta \Delta t \{\dot{T}_{n+1}\}, \quad (6)$$

где  $\Theta$  - параметр Эйлера, лежащий в диапазоне  $0,5 \leq \Theta \leq 1$ ;  $\Delta t = t_{n+1} - t_n$  - шаг времени. При  $\Theta = 0,5$  имеет место схема интегрирования Кранка-Никольсона.

Подставляя  $\{\dot{T}_{n+1}\}$  из (6) в (5), получим

$$\left( \frac{1}{\Theta \Delta t} \left[ C \right] + \left[ K \right] \right) \{T_{n+1}\} = \{Q\} + \left[ C \right] \left( \frac{1}{\Theta \Delta t} \{T_n\} + \frac{1 - \Theta}{\Theta} \{\dot{T}_n\} \right). \quad (7)$$

Схема (7) позволяет последовательно по шагам времени определить узловые температуры на заданном отрезке времени.

Так как теплопроводность, теплоемкость, коэффициент теплоотдачи при термомеханическом упрочнении зависят от температуры, которая изменяется во времени, то система уравнений (7) нелинейна. При условии баланса тепловых потоков в узлах конечных элементов модели её можно представить в виде разрешающей системы нелинейных алгебраических уравнений:

$$\left[ \bar{K}(T) \right] \{T\} = \left\{ \bar{Q}(T) \right\}, \quad (8)$$

где  $\left[ \bar{K}(T) \right]$  - эквивалентная матрица теплопроводности;  $\left\{ \bar{Q}(T) \right\}$  - эквивалентные узловые тепловые потоки;  $\{T\} = \{T_{n+1}\}$  - значе-

ния узловых температур на  $n+1$  шаге времени.

Решение матричного уравнения (8) производится итерационным методом Ньютона-Рафсона [4]. Это уравнение представляется в виде вектора остаточного потока

$$\{\Phi(T)\} = \{\bar{Q}(T)\} - [\bar{K}(T)]\{T\} = 0.$$

Алгоритм итерационного процесса решения данного уравнения указанным методом основан на разложении  $\{\Phi(T)\}$  в ряд Тейлора. Итерационный процесс повторяется до тех пор, пока разность узловых температур на соседних итерациях не будет удовлетворять соотношению

$$\left\{ \Delta T_i \right\} \ll \varepsilon$$

для некоторого заранее выбранного малого допуска  $\varepsilon$ . При первой итерации в качестве нулевого приближения можно взять результат решения системы уравнений (7) при значении теплофизических параметров в момент  $T_n$ .

Полученные на каждом временном шаге узловые температуры служат исходными данными для последующего анализа напряженно-деформированного состояния тела при термопластическом упрочнении.

Расчёт теплового состояния проводился в ANSYS на примере термопластического упрочнения ёлочного паза диска турбины при условии его одностороннего спрейерного охлаждения. Данная задача решалась в трёхмерной постановке. В качестве модели был взят выступ между двумя пазами и часть диска, по величине соизмеримая с размерами паза. Поверхности, к которым граничные условия не прикладываются, считаются адиабатическими (без теплообмена). Тепловой анализ проводился для конечноэлементной модели с 17888 элементами и 20988 узлами при условии, что коэффициент теплоотдачи  $\alpha(T)$  прикладывается равномерно к торцу и боковым поверхностям.

Моделирование нагрева выступа ёлочного паза осуществлялось путем приложения к узлам модели температуры нагрева, равной  $700^\circ\text{C}$ . Это был первый шаг решения. Поскольку минимальное время интенсивного охлаждения при ТПУ составляет

3...4 с, далее к торцовой и боковой поверхностям прикладывалась тепловая нагрузка, которая действовала 3 с. В течение этого времени коэффициент теплоотдачи изменялся в соответствии с известной зависимостью для исследуемого материала. Для обеспечения необходимой точности теплового расчёта интервал времени 3 с был разбит на шаги и подшаги. Перед следующими шагами нагружения (после 3 с) коэффициент теплоотдачи удалялся, и к тем же поверхностям прикладывалась постоянная величина  $\alpha(T)$ , равная  $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , что соответствует свободной конвекции. Время окончания расчёта выбиралось из условия равномерного охлаждения всего паза до температуры, близкой к температуре окружающей среды.

При проведении теплового расчёта была также учтена зависимость свойств материала (модуля упругости, коэффициента линейного расширения и т.д.) от температуры. Расчёты приведены для диска турбины, изготовленного из жаропрочной стали 20X12ВНМФ.

На рис.1 представлен образец с указанием контрольных точек, для которых выполнен расчёт температурных полей. Точки 1, 2 и 3 расположены на верхней стороне выступа паза диска на глубине 4 мм, а точки 4 и 5 – на его боковых поверхностях.

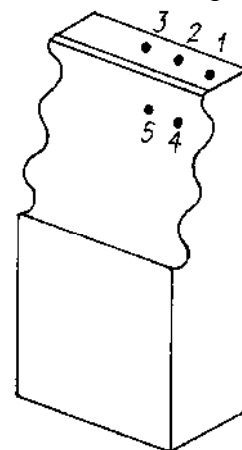


Рис.1. Образец для исследования температурных полей

На рис. 2 показаны результаты расчёта температуры в контрольных точках выступа диска в течение 0,2 с охлаждения. Видно, что в точках 4 и 5, расположенных непосредственно на поверхности одной из боковых сторон выступа, падение температуры

происходит наиболее интенсивно и составляет  $\Delta T = 540^\circ\text{C}$ . Время, за которое произошло резкое падение температуры, составило  $\tau = 0,03\text{c}$ . В дальнейшем темп охлаждения снизился и произошло плавное уменьшение температуры до  $110^\circ\text{C}$ . В то же время (за  $0,2\text{ c}$ ) в точках 1, 2 и 3 температура практически не изменилась.

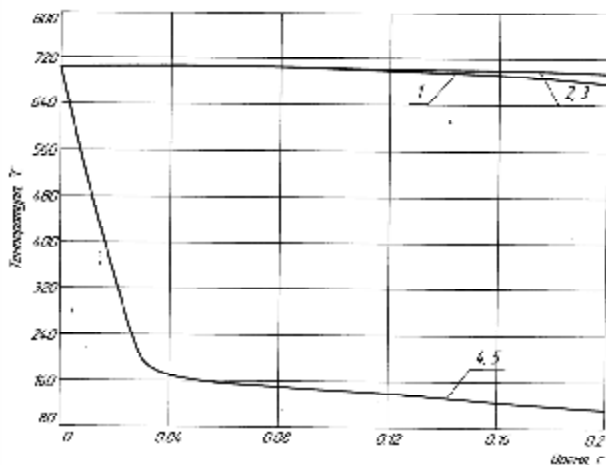


Рис.2. Изменение температуры в контрольных точках выступа за  $0,2\text{ c}$  спрейерного охлаждения

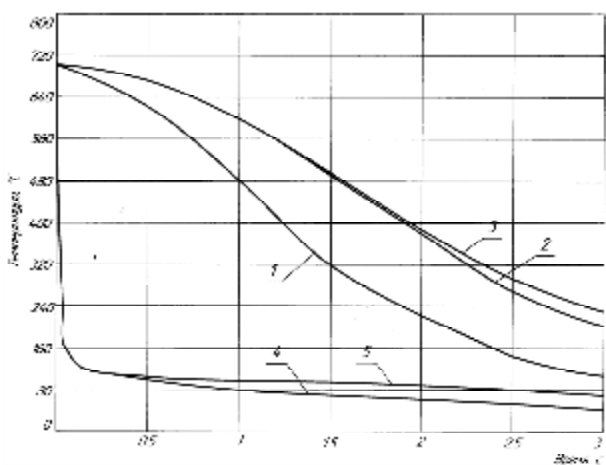


Рис.3. Изменение температуры за  $3\text{ c}$  спрейерного охлаждения

С целью получения полной картины изменения температурных полей за весь период спрейерного охлаждения был выполнен соответствующий расчёт, результаты которого можно наблюдать на рис. 3.

Видно, что если к  $0,2\text{ c}$  поверхность охлаждалась до  $110^\circ\text{C}$ , то сердцевина паза к этому времени только начинает охлаждаться (точки 1, 2 и 3). Однако к концу расчетного периода в связи с продолжающимся интенсивным охлаждением поверхности детали происходит мощный отток тепла из ее сердцевины. Этот процесс характеризуется соот-

ветствующим понижением температуры: в контрольных точках 2 и 3 температура составила  $210\dots 230^\circ\text{C}$ , а в точке 1 -  $120^\circ\text{C}$ . При этом температура на поверхности детали составляет  $55\dots 70^\circ\text{C}$  (точки 4 и 5).

Процесс окончательного остывания паза можно проследить на рис.4. Картина, наблюдаемая на нём, показывает, что после  $800\text{ c}$  начинается интенсивное уменьшение температур на поверхности и внутри детали, а к  $24800\text{ c}$  этап окончательного её остывания заканчивается, и общая температура составляет  $27^\circ\text{C}$ . Видно, что в ходе процесса охлаждения температуры во всех точках модели постепенно сблизились и разница между ними исчезла.

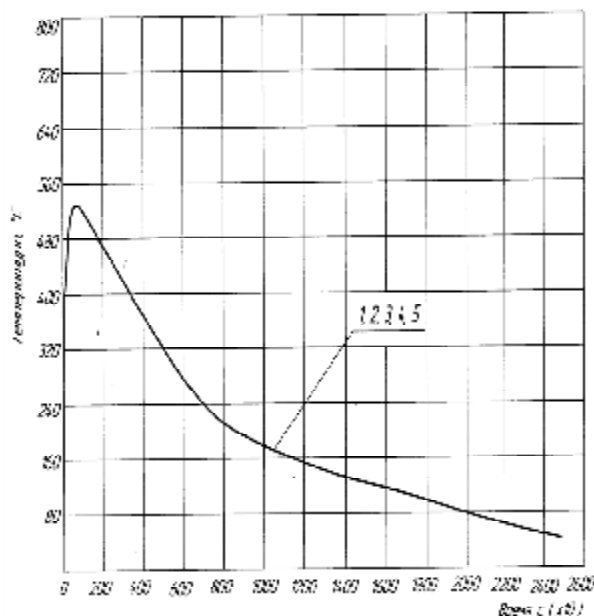


Рис.4. Изменение температуры выступа ёлочного паза за  $24800\text{ c}$  охлаждения

Практика исследования процесса термопластического упрочнения свидетельствует о том, что напряжённое состояние, создаваемое в поверхностном слое детали, в значительной степени определяется интенсивностью охлаждения её поверхности. При этом достоверность расчётов тепловых полей, имеющих место при охлаждении упрочняемой детали, существенным образом влияет на результаты расчёта остаточных напряжений. Одним из важных факторов, подтверждающих корректность выбираемых физической и математической моделей для расчёта теплонапряженного состояния в поверхностном слое термоупрочняемой дета-



ли, является идентичность температурных полей, получаемых экспериментальным и расчётным методами.

Для выполнения поставленной задачи был подготовлен специальный образец, вырезанный из ободной части диска турбины, изготовленный из жаропрочной стали 20Х12ВНМФ и представляющий собой выступ паза диска, в который по определённой схеме были установлены хромель-алюмелевые термопары (рис.1). Их расположение непосредственным образом связано с тем, что при термоупрочнении указанного элемента реализуется схема одностороннего охлаждения, в соответствии с которой торец, боковые стороны («елка») и верхняя часть выступа равномерно прогревались на определённую глубину до соответствующей температуры. После этого указанные поверхности подвергались спрейерному охлаждению водой.

Замер температуры в контрольных точках выступа паза при его нагреве проводился с помощью электронного автоматического потенциометра ЭПИ-09, который работал в комплекте с термопарами «ХА». Для замера температуры при интенсивном охлаждении образца использовался шлейфовый осциллограф К20-22, укомплектованный гальванометрами НУ-8459.

После расшифровки термограмм были построены графики изменения температуры в зависимости от времени охлаждения (рис.5). При построении зависимости  $T = f(\tau)$  были приняты во внимание данные для термопар 1,2,3,4 и 5. Из графиков видно, что наиболее интенсивное охлаждение происходит на поверхности образца (термопары 4 и 5). Градиент температур за 0,1 с для них составил  $\Delta T = 560^\circ\text{C}$ . В дальнейшем процесс протекал плавно, о чём свидетельствует характер расположения кривой. Термопара 1, установленная в отверстии глубиной 4 мм и на расстоянии 3 мм от переднего торца образца, характеризует постепенное понижение температуры. За 0,1 с перепад  $\Delta T$  составил  $125^\circ\text{C}$ , а с 0,1 до 0,8 с эта величина практически мало изменилась ( $\Delta T = 150^\circ\text{C}$ ). Термопары 2 и 3, установленные соответственно на расстоянии 9 и 15 мм от переднего торца образца, за 0,8 с охлаждения показали несущественное изменение температуры.

Необходимо также отметить, что, как показала практика, для обеспечения наибольшего эффекта теплоотдачи при термопластическом упрочнении жаропрочных сталей и сплавов давление охлаждающей жидкости должно составлять не менее  $P = 0,48 \dots 0,50$  МПа.

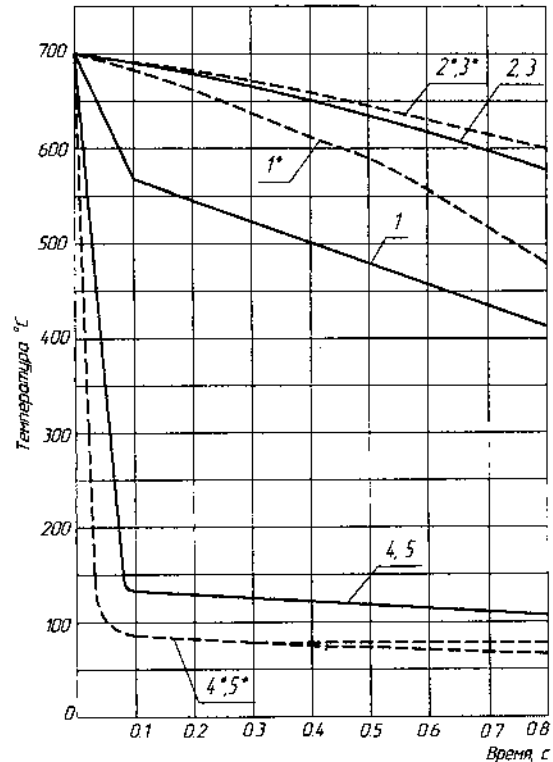


Рис. 5. Результаты исследования температурных полей при спрейерном охлаждении. Давление охлаждения  $P = 0,48 - 0,50$  МПа 1,2,3,4,5-контрольные точки замеров при экспериментальном исследовании; 1\*,2\*,3\*,4\*,5\*-расчётные контрольные точки замеров

Сопоставление расчётных и экспериментальных зависимостей (рис.5), показывает, что они практически мало отличаются для контрольных точек, расположенных вблизи охлаждаемых поверхностей (точки 4 и 5) и имеют достаточно существенную разницу для термопар, расположенных в глубине детали (точки 1, 2 и 3). Учитывая, что формирование напряженного состояния детали в результате термопластического упрочнения происходит в относительно тонком поверхностном слое, то имеющиеся отличия в теоретических и экспериментальных данных для 4 и 5 термопар не окажут влияние на достоверность последующих расчетов. Термопары 1, 2 и 3, расположенные соответственно на расстоянии 3, 9 и 15 мм от охлаждаемого торца, главным образом предназначены для контроля процесса нагрева, кото-

рый должен происходить таким образом, чтобы обеспечить равномерный прогрев детали на соответствующую глубину. В этом случае главным показателем является минимальная разница в температурах между показаниями всех термопар, установленных по объёму детали. Как показали результаты термометрирования, указанная разница на заключительном этапе процесса нагрева не превышает 30°C.

Таким образом, представленная методика теоретического определения температурных полей при термопластическом упрочнении достаточно точно отражает многие особенности процесса ТПУ, свойства материала детали, её геометрии и т.д. и может явиться основой для последующего расчёта напряженно-деформированного состояния поверхностного слоя детали.

#### **Библиографический список**

1. Качанов, Л.М. Основы теории пластичности [Текст] / Л.М. Качанов – М.: Наука, 1969. – 420 с.

2. Малинин, Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести [Текст] / Н.Н. Малинин – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.

3. Биргер, И.А. Теория пластического течения при неизотермическом нагружении [Текст] / И.А. Биргер // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. - 1964. - №1. - С.193-196.

4. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике [Текст] / О. Зенкевич – М.: Мир, 1975. – 541 с.

#### **References**

1. Kachanov, L.M. Bases of the theory of plasticity [Text] / L.M. Kachanov – M.: Science, 1969. – 420 p.

2. Malinin, N.N. The applied theory of plasticity and creep [Text] / N.N. Malinin – M.: Mechanical engineering, 1975. – 400 p.

3. Birger, I.A. The theory of a plastic current at not isothermal нагружении [Text] / I.A. Birger // Mechanics and mechanical engineering. - 1964. - №1. - P.193-196.

4. Zenkevich, O. Method of final elements in the technician [Text] / O. Zenkevich – M.: World , 1975. – 541 p.

## **THEORETICAL DEFINITION OF TEMPERATURE FIELDS AT THERMOPLASTIC HARDENING OF DETAILS OF GAS TURBINE ENGINES**

©2009 V. A. Barvinok, M. A. Vishnyakov, S. A. Ignatiev

Samara State Aerospace University

In work the technique of theoretical definition of temperature fields at thermoplastic hardening is presented. As an example results of calculations for unilateral cooling of a large-sized detail of type of a disk of the turbine of gas turbine engines are shown. Comparison of settlement and experimental temperature fields is resulted.

*Hardening thermoplastic, temperature fields, deformations, pressure residual*

#### **Информация об авторах**

**Барвинок Виталий Алексеевич**, член-корреспондент РАН, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой производства летательных аппаратов и управления качеством в машиностроении Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [barvinok@ssau.ru](mailto:barvinok@ssau.ru). Область научных интересов: физика плазмы, математическое моделирование, тепловые процессы, деформационные процессы, газотермическое напыление, вакуумное напыление, надежность, ресурс, авиакосмическая техника.

**Вишняков Михаил Анатольевич**, доктор технических наук, профессор кафедры производства летательных аппаратов и управления качеством в машиностроении Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [bogdanovich@ssau.ru](mailto:bogdanovich@ssau.ru). Область науч-

ных интересов: высоконагруженные детали, термопластическое упрочнение, сопротивление усталости, качество поверхностного слоя, дислокационные основы управления.

**Игнатьев Сергей Александрович**, аспирант кафедры производства летательных материалов и управление качеством в машиностроении Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [bogdanovich@ssau.ru](mailto:bogdanovich@ssau.ru). Область научных интересов: термопластическое упрочнение, качество поверхностного слоя.

**Barvinok Vitaly Alekseevich**, Corresponding Member of the RAS, Doctor of Technical Scientific, professor, chief of the Department of air and space craft manufacture and quality management in engineering at Samara State Aerospace University. E-mail: [barvinok@ssau.ru](mailto:barvinok@ssau.ru). Area of research: Physics of plasma, mathematical modelling, thermal processes, deformation processes, gas-thermal spraying, vacuum spraying, reliability, a resource, the avia-space technics.

**Vishnyakov Mihail Anatolevich**, Doctor of Technical Scientific, professor of the Department of air and space craft manufacture and quality management in engineering at Samara State Aerospace University. E-mail: [bogdanovich@ssau.ru](mailto:bogdanovich@ssau.ru). Area of research: highly loaded details, thermoplastic hardening, resistance of weariness, quality of a blanket, dislocation bases of management.

**Ignatiev Sergey Aleksandrovich**, Postgraduate student of department of production aircraft and quality management in mechanical engineering of Samara state aerospace university. E-mail: [bogdanovich@ssau.ru](mailto:bogdanovich@ssau.ru). Area of research: thermoplastic hardening, quality of a blanket.

## ВАРИАНТЫ ОПТИМИЗАЦИИ РОТОРНО-ЛОПАСТНОГО КОМПРЕССОРА С БЕСКОНТАКТНЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ РАБОЧИХ КАМЕР

© 2009 И. В. Коломин, А. И. Довгялло, Р. Н. Гальперин, Л. Ю. Гуляев, А. П. Логашкин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Представлены варианты оптимизации роторно-лопастного компрессора (РЛК) с целью улучшения его характеристик. Показана перспективность использования РЛК в составе газовых криогенных машин (ГКМ).

*Компрессор роторно-лопастной, уплотнение щелевое, перетечки*

Современные холодильные машины, работающие, например, по циклу Стирлинга, в конструкции компрессорного блока базируются на возвратно-поступательном движении поршней, реализуемом через кривошипно-шатунный механизм (КШМ) либо посредством линейного электропривода.

Достижение герметичности рабочих камер требует установки контактных уплотнений в случае применения кривошипно-шатунного механизма, а «бесконтактность» поршней, являющихся частью линейного электропривода, достигается усложнением конструкции, что в итоге снижает ресурс. Разрабатываемый роторно-лопастной компрессор имеет гарантированные минимальные зазоры в щелевых уплотнениях по периметру лопастей.

Рабочая зона РЛК, где происходят процессы сжатия и расширения, представляет собой кольцеобразную полость переменного объема, например прямоугольного сечения, внутри которой колеблется одна лопасть, либо  $n$  пар лопастей, выполняющих функцию поршней.

Замкнутый объем каждой из представленных на рис. 1 четырёх рабочих камер 3 создается между неподвижными стенками корпуса 1 и двумя подвижными лопастями 2, совершающими возвратно-вращательное движение. Рабочий процесс четырёхкамерного РЛК организован таким образом, что в то время, когда в одной паре рабочих камер происходит такт сжатия и выпуска, в другой паре рабочих камер осуществляется такт впуска. Впуск и выпуск рабочего тела производится через отверстия 4, расположенные в местах на корпусе, где лопасти сходятся.

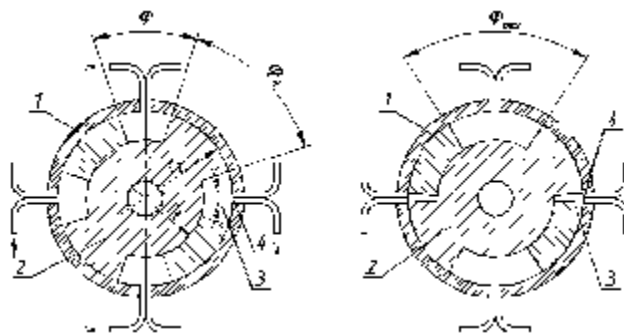


Рис. 1. Схема работы четырёхкамерного роторно-лопастного компрессора

За счёт фиксации вала (валов) РЛК в корпусе на подшипниках исключается силовое воздействие на стенки корпуса (в отличие от КШМ, где присутствуют силы от штоков при переключках поршня). Это позволяет использовать бесконтактные уплотнения по периметру лопастей и, тем самым, существенно снизить потери на трение. Применение соответствующих материалов в конструкции корпуса и лопастей РЛК позволяет гарантировать постоянный зазор и надёжную работу бесконтактных уплотнений.

Проведённые расчёты [1] и испытания [2] роторно-лопастного компрессора показали необходимость его конструктивной доработки. Такие факторы как неоптимальная геометрия рабочих полостей макетных образцов РЛК и щелевой зазор в плоскости разъёма лопаток существенно снижают характеристики компрессора.

С целью устранения указанных недостатков разработана новая конструкция РЛК при сохранении прежнего рабочего объема  $V_p = 41,9 \times 10^{-6} \text{ м}^3$ , т.е. потребного расхода  $Q_s = 419,8 \times 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$  и ограничения по наружному радиусу  $r_2 = 70 \text{ мм}$ .

Такой вариант роторно-лопастного компрессора (РЛК-2) выполнен по качающейся схеме с одной парой колеблющихся и одной парой неподвижных лопастей. Использование в РЛК-2 одного качающегося ротора вместо двух позволяет избежать дополнительных утечек в картер компрессора, имеющих место в роторно-лопастной машине [2].

Методика, блок-схема которой изображена на рис. 2, заключается в оптимизации формы кольцевого канала по критерию ми-

нимизации перетечек через щель. Формула для расчета расхода газа через гладкую щель имеет вид [1]

$$Q_{щ\gamma} = \frac{P_n \cdot (p_2 - p_1) \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu \cdot l_{эк}} \quad (1)$$

Геометрические параметры рабочих полостей оптимизированы по разработанной методике [1] и сведены в сравнительную табл. 1.

Фрагмент сборочного чертежа модернизированного РЛК изображен на рис. 3.

Таблица 1 - Основные геометрические параметры неоптимизированного и модернизированного вариантов роторно-лопастного компрессора

Внутренний радиус, м	$r_1$	$23,0 \times 10^{-3}$	$60,0 \times 10^{-3}$
Наружный радиус, м	$r_2$	$35,0 \times 10^{-3}$	$70,0 \times 10^{-3}$
Толщина кольца, м	$S_{кц}$	$24,0 \times 10^{-3}$	$10,3 \times 10^{-3}$
Периметр условного поршня, м	$P_n$	$72,0 \times 10^{-3}$	$40,6 \times 10^{-3}$
Угол отклонения лопастей	$\varphi_{\max}$	$72^\circ$	$90^\circ$
Угол длины дуги подвижной лопасти	$\varphi_l$	$54^\circ$	$60^\circ$
Эквивалентная длина щели, м	$l_{эк}$	$27,3 \times 10^{-3}$	$68,1 \times 10^{-3}$

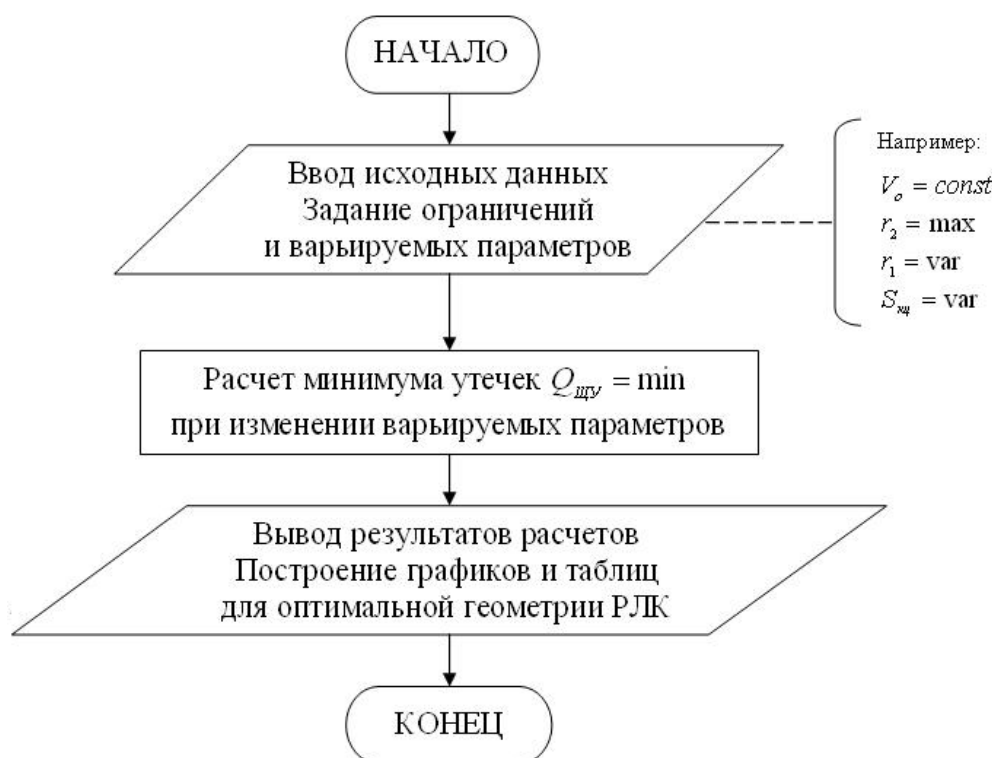


Рис. 2. Блок-схема алгоритма оптимизации геометрии роторно-лопастного компрессора

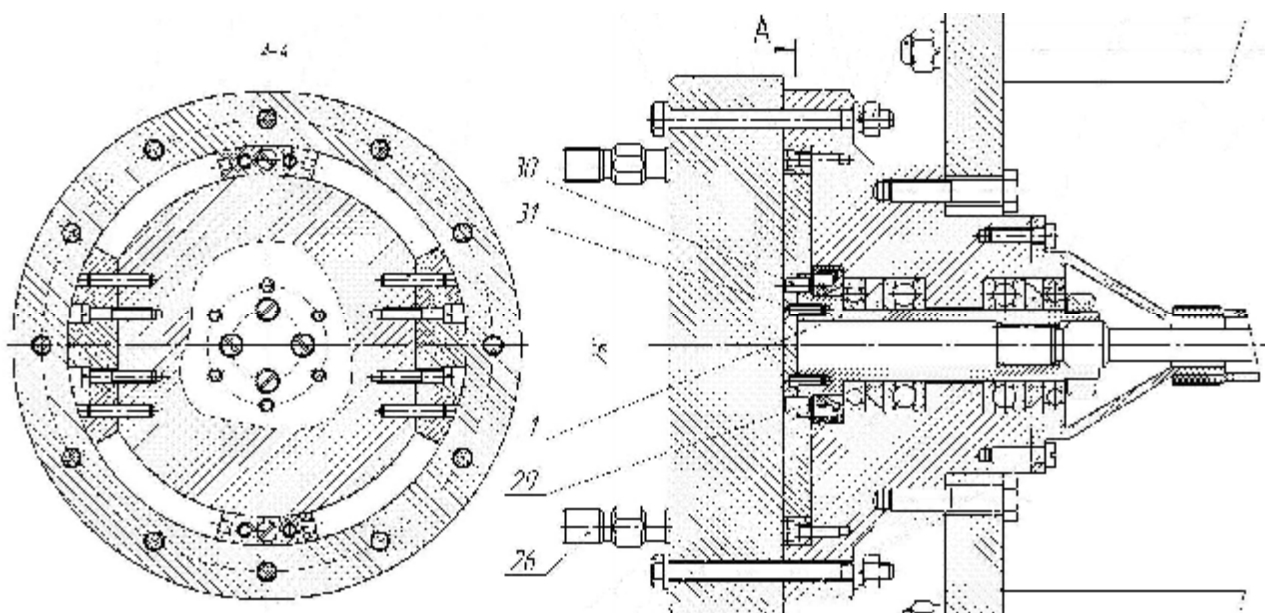


Рис. 3. Модернизированный роторно-лопастной компрессор

Применение двух неподвижных лопастей позволяет, как минимум в два раза, увеличить герметичность компрессора за счет исключения перетечек рабочего тела по периметру лопаток. Удлинение дуги подвижной лопасти с  $\varphi_n = 54^\circ$  до  $60^\circ$ , и, соответственно, увеличение эквивалентной длины щели при одновременном уменьшении периметра условного поршня также помогает уменьшить перетечки. За счет использования одного качающегося ротора вместо двух существенно снижаются утечки в картер компрессора.

Для определения герметичности рабочей полости РЛК разработана соответствующая методика [1], позволяющая найти массу газа, перетекшую через щелевые уплотнения в процессе сжатия и выпуска:

$$m_{пер} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} Q_{щУ}(\tau) \cdot \rho_{ср} \cdot d\tau. \quad (2)$$

В результате доработки конструкции коэффициент герметичности РЛК-2, рассчитанный по методикам [1], составляет  $\lambda_2 = 0,95$  для величины щелевого зазора  $\delta = 20$  мкм, при этом производительность компрессора возрастает на 29,4% по сравнению с неоптимизированным вариантом РЛК. Это позволяет добиться требуемой производительности  $Q_0 = 419,8 \times 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$  эквива-

лентным увеличением рабочей частоты до  $f_p = 11,3$  Гц или всего на 13,4%, а не на 25%, как для случая оптимизации при ограничении по наружному радиусу  $r_2 = 55$  мм (рис. 4, 5, 6 [1]).

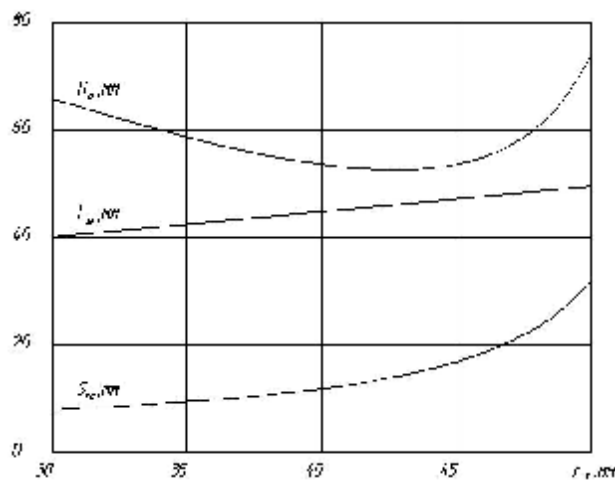


Рис. 4. Зависимость периметра условного поршня, эквивалентной длины и толщины кольцевого канала от внутреннего радиуса

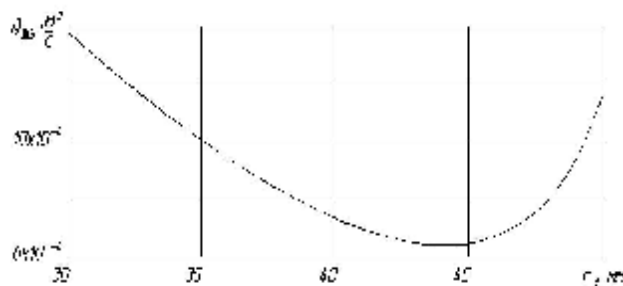


Рис. 5. Зависимость утечек рабочего тела через гладкую щель от внутреннего радиуса

Следует отметить, что для неоптимизированного варианта роторно-лопастного компрессора уровень производительности  $Q_e = 419,8 \times 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$  достигается только при рабочей частоте  $f_p = 14,7 \text{ Гц}$ , то есть при её увеличении в полтора раза относительно теоретической частоты изменения рабочего объема  $f = 10,0 \text{ Гц}$  (см. рис. 6).

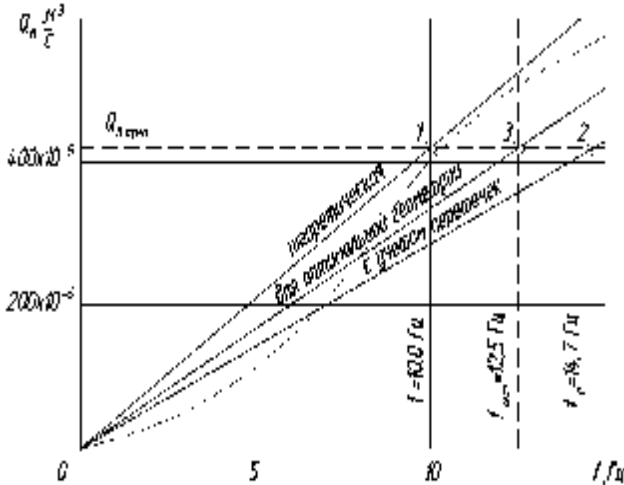


Рис.6. Зависимость производительности от частоты изменения рабочего объема компрессора

В [3] показано, что перетечки рабочего тела оказывают существенное влияние на работу ГКМ, в состав которой входит РЛК. Поэтому выполнение геометрической оптимизации на этапе проектирования позволяет получить характеристики роторно-лопастного компрессора, повышающие эффективность его работы в составе газовой криогенной машины.

**Библиографический список**

1. Коломин, И.В. Влияние геометрических параметров на производительность роторно-лопастного компрессора [Текст] / И.В. Коломин // Аспирантский вестник Поволжья – 2005. – №2. – С. 42-45.
2. Коломин, И.В. Предварительные испытания роторно-лопастной машины [Текст] / И.В. Коломин, А.И. Довгялло, Ю.М. Русанов, В.В. Лысенков, Ю.М. Трубников // Вестник СГАУ 2006 №2 Ч.1 – Самара: СГАУ, 2006. – С. 302-305.
3. Коломин, И.В. Роторно-лопастной компрессор для бортовой системы охлаждения летательных аппаратов [Текст] : автореф. дисс. канд. техн. наук / И.В. Коломин – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 16 с.: ил.

**References**

1. Kolomin, I.V. Geometrical parameters influence on rotor-vane compressor productivity [Text] / I.V. Kolomin // Postgraduate bulletin of the Volga region – 2005 – №2. – pp. 42-45.
2. Kolomin, I.V. Rotor-vane machine preliminary tests [Text] / I.V. Kolomin, A.I. Dovgjallo, Yu.M. Rusanov, V.V. Lisenkov, Yu.M. Trubnikov // Vestnik SSAU 2006 №2 part 1 – Samara: SSAU, 2006. – pp. 302-305.
3. Rotor-vane compressor for onboard cooling system of flying vehicles [Text]: Ph.D. in technical science thesis abstract / I.V. Kolomin – Samara: SSAU, 2007. – 16 p.

**ROTOR-VANE COMPRESSOR WITH WORKING CHAMBERS CONTACTLESS CONDENSATION OPTIMIZATIONS VARIANTS**

© 2009 I. V. Kolomin, A. I. Dovgjallo, R. N. Galperin, L. Yu. Gulyaev, A. P. Logashkin

Samara State Aerospace University

The review presents rotor-vane compressor (RVC) optimizations ways to improve its characteristics. The promising nature of operating RVC in structure of the compressor block of microcryogenic cooling system is shown.

*Rotor-vane compressor, flow-over, slot-hole condensation*

**Информация об авторах**

**Коломин Илья Викторович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник научно-исследовательского центра космической энергетики Самарского государственного

аэрокосмического университета. E-mail: [kolomin@list.ru](mailto:kolomin@list.ru). Область научных интересов: рабочие процессы систем охлаждения и термостатирования, бортовая микроэнергетика.

**Довгялло Александр Иванович**, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [d.a.i@mail.ru](mailto:d.a.i@mail.ru). Область научных интересов: рабочие процессы тепловых двигателей и холодильных машин, бортовая микроэнергетика, энергосбережение.

**Гальперин Рудольф Натанович**, старший научный сотрудник, руководитель отдела научно-исследовательского центра космической энергетики Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [1918uko@mail.ru](mailto:1918uko@mail.ru). Область научных интересов: рабочие процессы в ракетных двигателях малой тяги и системах их питания, испытания изделий.

**Гуляев Леонид Юрьевич**, инженер научно-исследовательского центра космической энергетики Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [slr000@yandex.ru](mailto:slr000@yandex.ru). Область научных интересов: конструкторская проработка изделий.

**Логашкин Андрей Павлович**, инженер кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [teplotex-ssau@bk.ru](mailto:teplotex-ssau@bk.ru). Область научных интересов: рабочие процессы тепловых двигателей.

**Kolomin Ilya Viktorovich**, Candidate of technical science, the senior researcher of the space power research center of the Samara State Aerospace University, E-mail: [kolomin@list.ru](mailto:kolomin@list.ru). Area of research: cooling and thermostating systems working processes, onboard microcryogenic.

**Dovgjallo Alexander Ivanovich**, Doctor of technical science, the professor of heating engineering and heat-engine faculty of the Samara State Aerospace University. E-mail: [d.a.i@mail.ru](mailto:d.a.i@mail.ru). Area of research: heat-engines and cooling machines working processes, onboard microcryogenic, energy savings.

**Galperin Rudolf Natanovich**, the senior researcher, the department head of the space power research center of the Samara State Aerospace University. E-mail: [1918uko@mail.ru](mailto:1918uko@mail.ru). Area of research: working processes in micro-thrust liquid-propellant engines and their feed systems, test programs.

**Logashkin Andrey Pavlovich**, the engineer of heating engineering and heat-engine faculty of the Samara State Aerospace University. E-mail: [teplotex-ssau@bk.ru](mailto:teplotex-ssau@bk.ru). Area of research: engines working processes.



## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА

© 2009 Н. И. Лиманова<sup>1</sup>, Е. А. Мамзин<sup>1</sup>, С. Г. Матвеев<sup>2</sup><sup>1</sup>Тольяттинский государственный университет<sup>2</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет

В работе выполнено моделирование процессов теплообмена в камерах сгорания энергетических установок. Предложен способ моделирования, основанный на методе клеточных автоматов. Отличием разработанной модели от известных является учет неоднородности коэффициента теплопроводности на рассматриваемой области. Предложенный подход позволил повысить точность определения температуры и сократить время вычислений более чем в 4 раза.

*Компьютерное моделирование, теплообмен, камеры сгорания, клеточные автоматы*

Неотъемлемыми частями машин, силовых и энергетических установок являются камеры сгорания. Именно этими частями газового тракта определяется ресурс установок. Известно также, что качество и стабильность температурного поля потока газов в камерах и на выходах из них обуславливают надежность этих узлов. Поэтому основной целью разработки методов и программ моделирования процессов теплообмена в них является повышение достоверности результатов расчета при проектировании силовых и энергетических установок, что обеспечивает снижение затрат на создание новых изделий. С точки зрения обеспечения безопасности экспериментов становится важной задача прогнозирования протекания процессов теплообмена в камерах сгорания на различных режимах работы машин и энергетических установок с помощью аппарата компьютерного моделирования. Возможности современных компьютеров позволяют решать подобные задачи в двух- и трехмерной постановке, однако время таких расчетов остается весьма длительным.

В работе предложен способ моделирования, основанный на методе клеточных автоматов [1]. В соответствии с [1] под клеточными автоматами понимаются сети элементов, изменяющих свое состояние в последовательные дискретные моменты времени по определенному закону. Разработана математическая модель детерминированного клеточного автомата, для которого определен закон перехода из предыдущего состояния в последующее [2]. В отличие от существующих моделей, отражающих протекание

процессов теплообмена, в которых коэффициент теплопроводности вносится как неизменное число, на которое происходит умножение количества переносимого тепла, разработанная модель учитывает неоднородность коэффициента теплопроводности на рассматриваемой области.

Основной закон теплопроводности — закон Фурье устанавливает закономерность между количеством тепловой энергии  $dQ$ , перетекающим в период времени  $dt$  через площадку  $dF$  в перпендикулярном ей направлении  $S$ , в виде зависимости:

$$dQ = q \cdot dF \cdot dt = -\lambda_s \frac{\partial T}{\partial S} dF dt; \text{ Дж (ккал)}, (1)$$

где  $q$  — плотность теплового потока  $\left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} = \frac{\text{ккал}}{\text{ч} \cdot \text{м}^2} \right]$ ,  $\lambda_s$  — коэффициент теплопроводности среды в направлении  $S$   $\left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}} = \frac{\text{ккал}}{\text{ч} \cdot \text{м} \cdot \text{град}} \right]$ ,  $\frac{dT}{dS}$  — температурный градиент.

Таким образом, за конечный промежуток времени  $t_2-t_1$  через площадку  $dF$  пройдет количество тепла:

$$Q = -dF \int_{t_1}^{t_2} \lambda_s \frac{\partial T}{\partial S} dT (2)$$

Уравнение теплопроводности, описывающее стационарное поле (при неизменной во времени температуре, т. е. при  $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$ ) принимает вид уравнения Пуассона:

$$\Delta T = -\frac{1}{\lambda} \omega, (3)$$

где  $\Delta$  – оператор Лапласа,

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}, \quad (4)$$

$\omega$  – удельная мощность теплового источника,  $\left[ \frac{Вт}{м^3} = \frac{ккал}{ч \cdot м^3} \right]$ .

Рассмотрим смешанную краевую задачу, описывающую стационарное поле камеры сгорания энергетической тепловой установки в двумерной области  $V$  вначале для однородной теплопроводящей среды ( $\lambda = const$ ) [3]:

$$\begin{cases} \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = -\omega(x, y), & x, y \in V \\ T(x, y_0) = T(x, y_1), & x, y \in \tilde{A}_1 \\ \frac{\partial T}{\partial n} = -\frac{1}{\lambda} q(x, y), & x, y \in \tilde{A}_2 \end{cases}. \quad (5)$$

Здесь  $n$  — нормаль к границе области  $V$ ,  $x, y$  — координаты положения точки в пространстве по принимаемым координатным направлениям.

Решением краевой задачи (5) станет функция температуры теплопроводящей среды  $T(x, y)$ , удовлетворяющая в области  $V$  двумерному дифференциальному уравнению теплопроводности в первой строке системы (5) и краевым условиям, записанным во второй и третьей строках (5).

Пусть область тепловыделения  $V$  камеры сгорания энергетической тепловой установки будет прямоугольной (рис. 1).

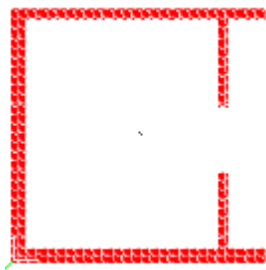


Рис. 1. Конфигурация области тепловыделения камеры сгорания

Для представленной на рис. 1 области  $V = \{(x, y) \mid 0 \leq x \leq l_1, 0 \leq y \leq l_2\}$ .

Примем коэффициент теплопроводности однородной среды  $\lambda = 40 \frac{Вт}{м \cdot град}$ . В центре области, в точке, расположенной на

расстоянии  $x = 2,4 м, y = 3 м$  от левого верхнего угла выделенной области, действует точечный тепловой источник плотностью  $\omega = 800 \frac{Вт}{м^3}$ .

В области  $\tilde{A}_1$ , включающей две противоположные грани прямоугольной области  $V(x = 0 \cup x = l_1)$

$$\tilde{A}_1 = \{(x, y) \mid x = 0 \cup x = l_1, 0 \leq y \leq l_2\},$$

заданы известные значения температуры (краевые условия первого рода) и пусть на обеих гранях  $T_r = 180^\circ = const$ .

На двух других гранях прямоугольника  $V$  в области  $\tilde{A}_2$ :

$$\tilde{A}_2 = \{(x, y) \mid 0 \leq x \leq l_1, y = 0 \cup y = l_2\}$$

задана тепловая нагрузка (краевые условия второго рода) плотностью теплового потока  $q = -20 \frac{Вт}{м^2}$ , действующего на направлении  $n$ , перпендикулярном границам области.

Из рис. 1 видно, что при  $y = 0$ , производная от функции температуры по нормали к границе  $\frac{\partial T}{\partial n} = \frac{\partial T}{\partial y}$ , а на противоположной

стороне, где  $y = l_2$ ,  $\frac{\partial T}{\partial n} = -\frac{\partial T}{\partial y}$ .

Перепишем формулировку краевой задачи (5) с учетом заданных значений:

$$\begin{cases} \lambda \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = \bar{\omega}(x, y), & 0 \leq x \leq l_1, 0 \leq y \leq l_2, \\ T = 180, & x = 0 \cup x = l_1, 0 \leq y \leq l_2, \\ \frac{\partial T}{\partial y} = -\frac{1}{40}(-20), & 0 < x < l_1, y = 0, \\ -\frac{\partial T}{\partial y} = -\frac{1}{40}(-20), & 0 < x < l_1, y = l_2 \end{cases} \quad (6)$$

где  $\bar{\omega} = \begin{cases} 800 & \text{при } x = 2,4, y = 3,0, \\ 0 & \text{в остальных точках} \end{cases}$ .

Для решения заданной краевой задачи воспользуемся методом конечных разностей. Нанесем на область  $V$  прямоугольную равномерную разностную сетку  $5 \times 5$ . Пронумеруем узлы разностной сетки в направлении оси  $Ox$  индексом  $i: 0 \leq i \leq 4$ , а в направлении оси  $Oy$  — индексом  $j: 0 \leq j \leq 4$ .

Конечноразностный аналог задачи (6) относительно сеточной функции  $T_{i,j}$  – дис-

кретного приближения функции  $T(x, y)$  – будет иметь вид

$$\left\{ \begin{aligned} &\lambda \left( \frac{T_{i-1,j} - 2T_{i,j} + T_{i+1,j}}{h_1^2} + \frac{T_{i,j-1} - 2T_{i,j} + T_{i,j+1}}{h_2^2} \right) = -\bar{\omega}, \\ &\text{при } 0 \leq i \leq 4, \quad 0 \leq j \leq 4, \\ &T_{i,j} = 180, \quad \text{при } i = 0 \cup i = 4, \quad 0 \leq j \leq 4, \\ &\frac{T_{i,1} - T_{i,0}}{h_2} = 0.5, \quad \text{при } i = 1, 2, 3, \\ &-\frac{T_{i,4} - T_{i,3}}{h_2} = 0.5 \quad \text{при } i = 1, 2, 3. \end{aligned} \right. \quad (7)$$

где  $\bar{\omega} = \begin{cases} 800 & \text{при } i = 2, \quad j = 2, \\ 0 & \text{в остальных точках} \end{cases}$ ,

$h_1$  и  $h_2$  – шаги равномерной разностной сетки в направлениях  $i$  и  $j$ .

Таким образом, краевая задача (6), полученная по методу конечных разностей, представляет собой систему линейных алгебраических уравнений (7) и уравнения в матричном виде

$$A \times \bar{T} = \bar{F}, \quad (8)$$

где  $\bar{F}$  – функция, характеризующая действие источника тепла. Систему уравнений необходимо решить относительно 25 значений искомой дискретной функции температуры  $T_{i,j}$ . Каждое из уравнений системы справедливо для одного из 25 узлов выбранной разностной сетки.

Численное решение заданной краевой задачи состояло в формировании и решении системы из 25 уравнений относительно 25 искомых значений температуры в узлах разностной сетки.

Максимальная температура в камере сгорания  $320,49^\circ$  располагается над источником тепла, уменьшение температуры в сторону выхода теплового потока составляет  $220,5^\circ$ .

Если температурное поле рассмотренной двумерной области поместить в трехмерный объем  $V'$ , что является эквивалентом реальной камеры сгорания, то можно подсчитать количество тепла (количество тепловой энергии), выделяемой на выходе камеры:

$$Q = C\rho V'\delta T, \quad \text{Дж (ккал)}, \quad (10)$$

где  $C$  – удельная теплоемкость среды,  $\frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ ;  $\rho$  – плотность среды,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;

$V'$  – объем камеры,  $\text{м}^3$ ;

$\delta T$  – изменение температуры.

Величина  $Q$  также является сложной зависимостью от источника тепла и вида топлива.

Особенность разработанной модели распространения тепла в камере сгорания заключается в учете того, что коэффициент теплопроводности не однороден на рассматриваемой области. Распределение значений коэффициентов теплопроводности задается в виде комбинации различных элементов: источников тепла и границ камеры сгорания.

Задаваясь для простоты линейным законом изменения коэффициента теплопроводности  $\lambda(x, y)$  двумерной области  $V$  теплопроводящей среды камеры сгорания, на основе разработанной модели детерминированного клеточного автомата получаем более точную компьютерную модель распределения температуры  $T(x, y)$ .

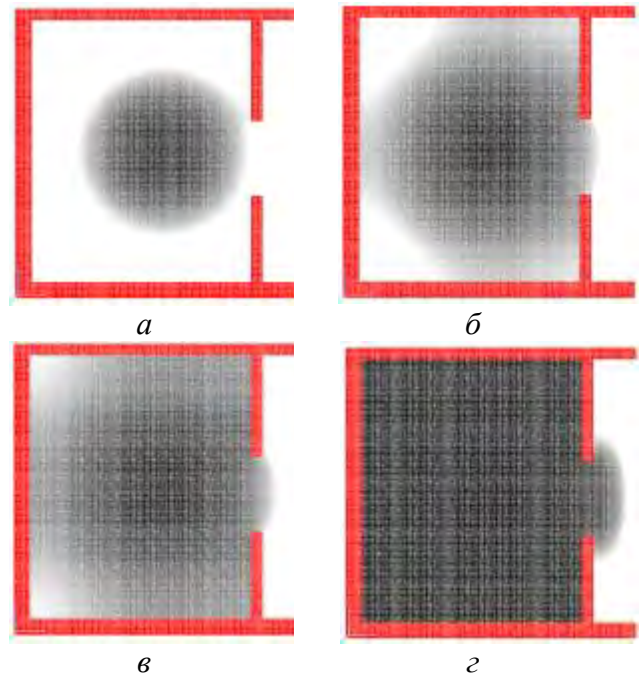


Рис. 2. Моделирование распределения температуры  $T(x, y)$  в моменты времени  $t = 1000$  (а),  $t = 2000$  (б),  $t = 3000$  (в) и  $t = 6000$  (z)

На рис. 2 представлена картина распределения температуры  $T(x, y)$  в прямоугольной области тепловыделения  $V$  камеры сгорания в разные моменты времени. Цветом обозначены различные значения температуры моделируемой области. Черный цвет соответствует максимальному значению температуры, равному величине тем-

пературы источника тепла, белый – минимальному значению, т.е. величине температуры в камере до нагрева. В программе использованы следующие значения:  $0^0$  – начальная температура,  $350^0$  – температура источника. Коэффициент теплопроводности варьируется от 0 (стенки) до 1 (моделируемая область). Данный коэффициент в каждой ячейке рассчитывался по формуле:  $\lambda = \lambda 1 / \lambda 2$ , где  $\lambda 1$  – текущий коэффициент теплопроводности,  $\lambda 2$  – максимальный коэффициент теплопроводности на всей области моделирования.

Таким образом, в данной работе выполнено компьютерное моделирование процессов теплообмена в камерах сгорания энергетических тепловых установок. Отличием разработанной модели от известных является учет неоднородности коэффициента теплопроводности в области тепловыделения камеры сгорания. Предложенный способ учета коэффициента теплопроводности на каждом шаге вычислений позволил увеличить точность определения температуры и сократить время вычислений более чем в 4 раза. Ускорению работы программы способствовало использование распараллеливания программного кода и пошаговой смены конфигураций шаблонов, учитываемых в расчетах состояний соседних элементов, что в конечном итоге дало возможность наблюдать моделируемые процессы в динамике в реальном масштабе времени. Созданная компьютерная модель позволяет наблюдать процессы теплообмена, не проводя сложных и долгих экспериментов, изменяя лишь параметры, отражающие режимы работы машин и энергетических установок. На основе разработанной модели детерминированного клеточного автомата и метода распараллеливания MPI [4] была написана программа, наглядно отражающая динамику процессов те-

плообмена в камерах сгорания. Программирование выполнено на языке Си++. Визуализация результатов вычисления производилась с помощью графической библиотеки OpenGL. В программе реализовано вращение моделируемой области, приближение и возможности установки паузы для детального рассмотрения участка сетки. Результаты моделирования соответствуют экспериментальным данным.

#### Библиографический список

1. Тоффоли, Т. Машины клеточных автоматов / Т. Тоффоли, Н. Марголюс. – М.: Мир, 1991. – 280 с.
2. Лиманова, Н.И. Моделирование физических явлений на основе использования клеточных автоматов /Н.И. Лиманова, Е.А. Мамзин // V Всесибирский конгресс женщин-математиков – Красноярск: РИО СФУ, 2008. – С. 262 – 266.
3. Горелов, В.В. Математическое моделирование физических явлений / В.В. Горелов. – Омск.: ОмГУ. – 2001. – 287 с.
4. Богачев, К.Ю. Основы параллельного программирования /К.Ю. Богачев. – М.: БИНОМ, 2003. – 342 с.

#### References

1. Toffoli T., Margolus N. A Cellular Automata Machine. – М.: WORLD, 1991. – 280 p.
2. Limanova N.I., Mamzin E.A. Physical Phenomena Modeling with the help of Cellular Automata // The materials of the 5th Siberian Congress of women-mathematicians – Krasnoyarsk, 2008. – pp. 262 – 266.
3. Gorelov V.V. Mathematical Modeling of Physical Phenomena. – Омск. – 2001. – 287 p.
4. Bogachov K.U. The Principles of Parallel Programming. – М.: BINOM, – 342 p.

**MODELING OF THE HEAT EXCHANGE PROCESSES**©2009 N. I. Limanova<sup>1</sup>, E. A. Mamzin<sup>1</sup>, S. G. Matveev<sup>2</sup><sup>1</sup>Togliatti State University,<sup>2</sup>Samara State Aerospace University

The heat exchange processes computer models in combustion chambers of power installations have been elaborated with the help of cellular automata. The peculiarity of worked out models is in calculation of not homogeneous heat conduction coefficient in examined field. Comparison with analogs shows increase of computer models precision and rise of calculations rate in more than 4 times.

*Computer modeling, heat exchange, combustion chambers, cellular automata*

**Информация об авторах**

**Лиманова Наталия Игоревна**, доктор технических наук, доцент Тольяттинского государственного университета. Тел. (8482) 53-95-14. E-mail: [N.Limanova@tltsu.ru](mailto:N.Limanova@tltsu.ru). Область научных интересов: математическое и компьютерное моделирование, клеточные автоматы, процессы теплообмена

**Мамзин Евгений Анатольевич**, аспирант кафедры прикладной математики и информатики Тольяттинского государственного университета. Тел.: (8482) 53-95-14. E-mail: [cheerka@yandex.ru](mailto:cheerka@yandex.ru). Область научных интересов: компьютерное моделирование, клеточные автоматы, процессы теплообмена.

**Матвеев Сергей Геннадьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-43-92. E-mail: [retskod@ssau.ru](mailto:retskod@ssau.ru). Область научных интересов: теплотехника, тепловые двигатели, математическое моделирование, процессы теплообмена.

**Limanova Nataliya Igorevna**, doctor of technical sciences, professor of the Togliatti State University of Applied Mathematics and Informatics Department. E-mail: [N.Limanova@tltsu.ru](mailto:N.Limanova@tltsu.ru). Area of research: Mathematical and computer modeling, cellular automata, heat exchange processes.

**Mamzin Evgeniy Anatolyevich**, postgraduate of the Togliatti State University of Applied Mathematics and Informatics Department. E-mail: [cheerka@yandex.ru](mailto:cheerka@yandex.ru). Area of research: Computer modeling, cellular automata, heat exchange processes.

**Matveev Sergey Gennadyevich**, candidate of technical sciences, associate professor of Samara State Aerospace University of Thermal Engineering Department. E-mail: [retskod@ssau.ru](mailto:retskod@ssau.ru). Area of research: Thermal engineering, heat exchange processes, mathematical modeling.

## КОМПЕТЕНТНОСТНЫЕ МОДЕЛИ БАКАЛАВРА И МАГИСТРА В ОБЛАСТИ ИННОВАЦИОННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

© 2009 Г. Е. Белашевский, Д. М. Козлов

Самарский государственный аэрокосмический университет

На примере компетентностных моделей бакалавра и магистра для высокотехнологического инновационного машиностроения обсуждается задача гармонизации требований к специалистам, содержащихся в Национальной рамке квалификаций, профессиональных стандартах и федеральных государственных образовательных стандартах. Приводятся результаты экспертной оценки приоритетов компетенций бакалавров и магистров и предлагаются способы использования полученных оценок для построения основной образовательной программы и учебного плана.

*Бакалавр, магистр, компетенция, профессиональный стандарт, образовательный стандарт, экспертная оценка, приоритет, образовательная программа*

Язык компетенций, заложенный в макетах образовательных и профессиональных стандартов, призван повысить качество и эффективность как образовательных процессов, так и процессов материального производства. Гармонизация образовательных стандартов и примерных основных образовательных программ (ПООП) по спектрам компетенций выпускника и рабочего места (должности) необходима для того, чтобы адекватно отразить в образовательных стандартах требования Национальной рамки квалификаций Российской Федерации (НРК) и профессиональных стандартов. Структура макета ФГОС содержит общекультурные и профессиональные компетенции. НРК, на основе которой формируются образовательные и профессиональные стандарты, содержит характеристики квалификационных уровней (дескрипторы общей компетенции, знаний и умений). Отметим, что уровни НРК 6 и 7 относятся к высшему профессиональному образованию.

По определению, заложенному в проектах ФГОС, *компетенция – способность применять знания, умения и личностные качества для успешной деятельности в определенной области*. Применение общего определения компетенции в практике разработок ПООП требует конкретизации и соответствия направлениям и уровням образования. Конкретизацию *знаний, умений и личностных качеств* можно осуществить с помощью дескрипторов компетенций, описывающих личностные качества и области, к которым относятся знания, умения и владе-

ния. Учет направления образования влечет конкретизацию понятия *определенной (профессиональной) области*. Отразить наличие уровней образования и требование измеримости результатов обучения можно с помощью введения *уровней компетенции*. Подводя итог можно сказать, что развернутое задание компетенции означает точное указание **названия, дескрипторов и уровня компетенции**.

Образовательный процесс осуществляется во времени, в течение которого формируются компетенции. Для оценки результативности образовательного процесса необходимо знание **степени сформированности компетенции** в определенные моменты времени.

Некоторые компетенции квалификационных уровней «бакалавр» и «магистр» могут быть связанными. Для удобства представления этих связей введем обозначения:

- для «сквозных» компетенций, формирование которых начинается на уровне «бакалавр» и заканчивается на уровне «магистр» - *курсив*;
- для «несквозных» – прямой шрифт.

В этих обозначениях проще показать согласованность сквозных компетенций. Приведем пример. Элементы компетенции «Коммуникация и деловое общение», такие как культура восприятия и мышления, методы и средства получения, хранения, переработки информации, работа с компьютером как средством обработки и управления информацией, формируются на уровне бака-

лавра. Элемент *«устная и письменная коммуникация на русском языке, устная коммуникация на иностранном языке»* - сквозной, заканчивается на уровне магистра элементом *«русский и иностранный языки, как средство делового общения, навыки ведения переговоров и дискуссий, ясная устная и письменная речь»*.

Проекция НРК на макеты образовательного и профессионального стандартов может быть представлена в форме своеобразной матрицы гармонизации [1]. Образовательный процесс вуза должен строиться так, чтобы обеспечить третий уровень профессионального стандарта [2] и шестой уровень НРК при подготовке бакалавра и, соответственно, четвертый и седьмой уровни при подготовке магистра.

Движению по уровням НРК можно поставить в соответствие движение по образовательному процессу и формированию компетенций обучающегося с целью достижения определенного квалификационного уровня. В качестве элементов матрицы гармонизации заносят компетенции, содержащиеся в макетах ФГОС, учитывающие требования НРК и профессиональных стандартов, а также опыт работы вузов по формированию образовательных программ с учетом мнений работодателей [2,3].

Первичная работа по заполнению матрицы гармонизации [1] привела к неожиданным результатам. Во-первых, выяснилась недостаточная согласованность компетенций бакалавров и магистров, во-вторых, профессиональные стандарты и национальная рамка квалификаций оказались документами прямого действия на дисциплины, а не только через компетенции, как можно было ожидать.

Ниже приведены результаты первого шага по гармонизации компетенций выпускников с квалификациями (степенями) «бакалавр» и «магистр». В моделях профессиональные компетенции объединены в группы по видам деятельности выпускника, указаны названия компетенций, дескрипторы и уровни.

### **Компетентностная модель выпускника в области инновационного машиностроения (ИМ) с квалификацией ( степенью) «бакалавр»**

Группа общекультурных компетенций:

коммуникация и деловое общение - культура восприятия и мышления, *устная и письменная коммуникация на русском языке, устная коммуникация на иностранном языке*, методы и средства получения, хранения, переработки информации, работа с компьютером как средством обработки и управления информацией;

приобретение новых знаний - *саморазвитие и повышение своей квалификации и мастерства, анализ и обобщение информации;*

работа в профессиональном коллективе - *работа и поведение в коллективе*, методы социальных, гуманитарных и экономических наук при решении социальных и профессиональных задач;

гражданственность - соблюдение норм здорового образа жизни, понимание ценностей культуры, науки, производства, *значимость будущей профессии, знание и использование нормативно-правовой документации в своей деятельности.*

Группа проектно – конструкторских компетенций:

решение инженерных задач инновационного машиностроения (ИМ) - математические и естественно - научные дисциплины, методы и навыки моделирования и создания объектов ИМ на основе современных информационных технологий;

проектирование объектов ИМ - *анализ исходной информации для разработки конструкций ИМ и технологии, использование передового опыта, технико-экономическое обоснование проектно-конструкторских решений и методов технической экспертизы проекта, разработка конструкций объектов ИМ в соответствии с техническим заданием на основе системного подхода к проектированию, работа над междисциплинарными проектами, современный дизайн и эргономика;*

управление документооборотом проектирования - *разработка технической докумен-*

тации и оформление законченных конструкторских работ, методы контроля соответствия разрабатываемой технической документации стандартам, техническим условиям и другим нормативным документам для поддержки всех этапов жизненного цикла разрабатываемой конструкции.

Группа производственно-технологических компетенций:

технология производства - организация рабочих мест, техническое оснащение и размещение на них технологического оборудования, методы контроля соблюдения технологической дисциплины, работа по доводке и освоению технологических процессов в ходе подготовки производства новой продукции;

управление качеством производства - использование стандартов и типовых методов контроля и оценки качества выпускаемой продукции, разработка документации по менеджменту качества технологических процессов на производственных участках;

экология - контроль экологической безопасности.

Группа экспериментально – исследовательских компетенций:

моделирование процессов и объектов ИМ - математическое моделирование процессов и объектов на базе стандартных пакетов исследований;

экспериментальные исследования - проведение экспериментов по заданной методике и анализ их результатов, разработка и проектирование экспериментального оборудования для проведения исследований, проведение наблюдений, измерений и описание проводимых исследований;

техническое и научное документирование - подготовка данных для составления обзоров, отчетов и научных публикаций, составление отчетов по выполненному заданию.

Группа организационно-управленческих компетенций:

управление командами - организация работы малых коллективов исполнителей, организация совместной работы над проектом;

стандартизация и сертификация - работа по стандартизации и подготовке к сертификации технических средств, систем и оборудования, документация по системе менеджмента качества продукции;

промышленная безопасность и охрана труда - требования международных и национальных стандартов в области промышленной безопасности и охраны труда.

### **Компетентностная модель выпускника в области инновационного машиностроения с квалификацией (степенью) «магистр»**

Группа общекультурных компетенций:

коммуникация и деловое общение - русский и иностранный языки, как средство делового общения, навыки ведения переговоров и дискуссий, ясная устная и письменная речь;

приобретение новых знаний - развитие своего интеллектуального и общекультурного уровня, самостоятельное обучение новым методам исследования с помощью информационных технологий, использование в практической деятельности новых знаний и умений, в том числе в новых областях знаний, непосредственно не связанных со сферой деятельности;

работа в профессиональном коллективе - работа в команде, умения и навыки в организации исследовательских и проектных работ, в управлении коллективом, инициатива и принятие ответственности, в том числе в ситуациях риска, модификация научного и научно-производственного профиля своей профессиональной деятельности;

гражданственность - необходимость соблюдения прав и обязанностей гражданина, использование когнитивных, эмоциональных и волевых особенностей психологии личности.

Группа проектно – конструкторских компетенций:

проектирование объектов ИМ - современные тенденции развития инновационного машиностроения, использование передового опыта и результатов в смежных областях техники, методы проектирования объектов ИМ и конструирования их изделий и систем, анализ состояния процессов проектирова-



ния, производства и послепродажной поддержки у заказчика, система поддержки жизненного цикла изделия;

управление документооборотом проектирования - эскизные, технические и рабочие проекты изделий с использованием информационных технологий и систем автоматизированного проектирования и передового опыта разработки конкурентоспособных изделий;

моделирование процессов и объектов ИМ - основные физические законы в научных исследованиях и математический аппарат, сбор, анализ и синтез научно-технической информации по теме научных исследований, анализ результатов;

Группа проектно-технологических компетенций:

технология производства - методы технологии производства объектов инновационного машиностроения, проектирование технологических процессов с использованием автоматизированных систем технологической подготовки производства;

управление качеством производства - совершенствование разрабатываемых изделий, систем и их элементов, унификация выпускаемой продукции, разработка методов контроля и оценки качества процессов производства выпускаемой продукции,

документирование изобретений - подготовка заявок на изобретения и промышленные образцы.

Группа научно-исследовательских компетенций:

моделирование процессов и объектов ИМ - основные физические законы в научных исследованиях и математический аппарат, сбор, анализ и синтез научно-технической информации по теме научных исследований, анализ результатов;

экспериментальные исследования - методы и организация проведения экспериментов и испытаний, внедрение результатов исследований и разработок;

техническое и научное документирование - подготовка результатов исследований к опубликованию в печати, а также обзоров, рефератов, отчетов, докладов и лекций.

Группа организационно-управленческих компетенций:

управление командами - методы планирования, организации и проведения проектно-конструкторских работ и научных исследований, организация работы коллектива исполнителей;

стандартизация и сертификация - совершенствование разрабатываемых изделий, систем и их элементов, унификация выпускаемой продукции, соответствие международным стандартам;

стратегия развития отрасли - основные законы экономики, определение экономической целесообразности принимаемых технических решений, оптимизация стратегии и тактики рыночного поведения, принятие решений при проектировании объектов инновационного машиностроения с учетом требований качества, надежности, стоимости и безопасности жизнедеятельности;

промышленная безопасность и охрана труда - профилактика производственного травматизма, профессиональных заболеваний, предупреждение экологических нарушений, промышленная безопасность.

Ранг (приоритет) компетенции, установленный экспертами – представителями работодателей и академического сообщества, может быть учтен в определении трудоемкости дисциплин в зачетных единицах ECTS. С использованием последовательности QFD – матриц «Компетенции – Дисциплины», «Дисциплины – Элементы образовательного процесса» [1] достигается возможность построить сбалансированную основную образовательную программу и учебный план. В таких программах и учебных планах:

- ранг компетенций определяет «вес» дисциплин, которые формируют данные компетенции;
- учитываются требования работодателей, НРК и профессиональных стандартов, а также опыт академического сообщества.

Приоритет компетенций должен быть определен по отношению к цели обучения «Подготовка высокообразованных, профессионально-мобильных выпускников (бака-

лавров, магистров), адаптированных к инновационной экономике». На рис. 1, 2 показаны первичные данные по оценке экспертами

приоритетов групп компетенций для уровней квалификаций «бакалавр» и «магистр» соответственно.

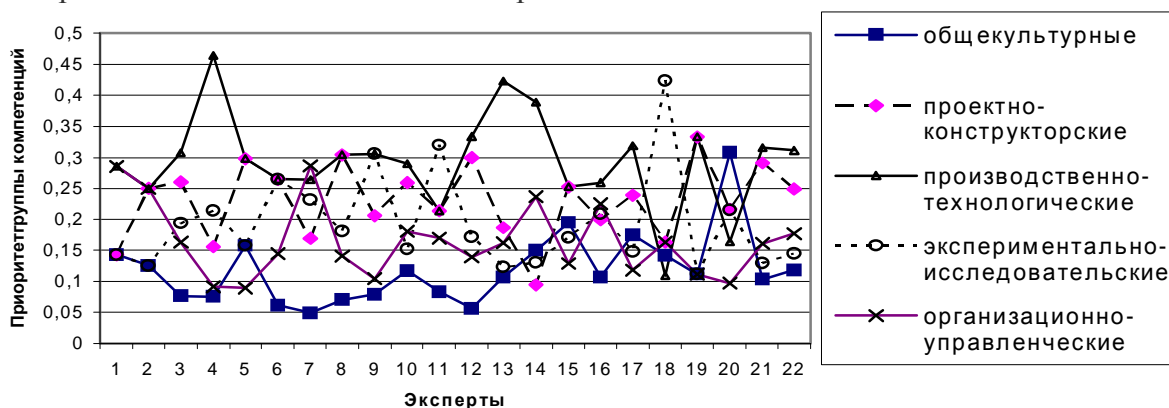


Рис.1. Экспертная оценка приоритетов групп компетенций уровня «бакалавр»

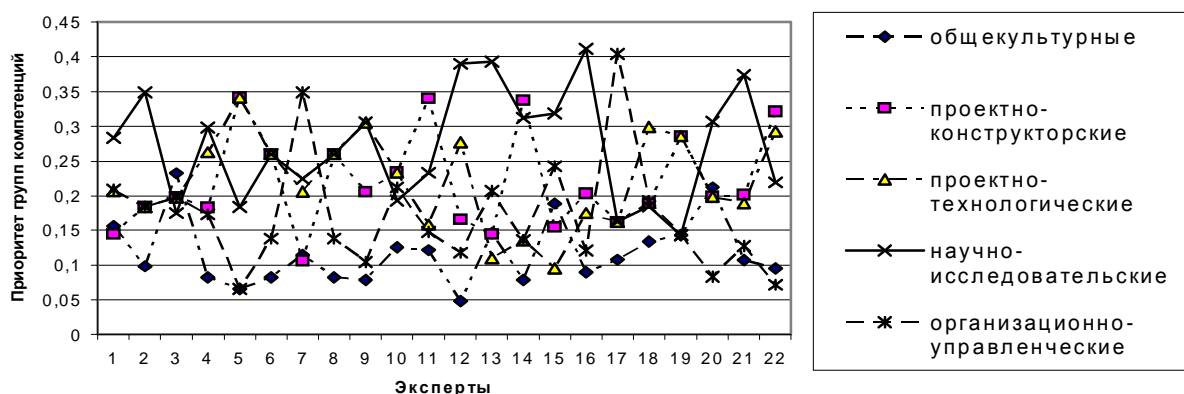


Рис.2. Экспертная оценка приоритетов групп компетенций уровня «магистр»

Определение приоритета группы компетенций проводилось с помощью матриц приоритетов [4]. Шкала приоритетов по отношению к цели обучения:

**1** – равнозначность групп компетенций; **3** – доминирование одной группы компетенций над другой группой; **5** – сильное доминирование одной группы компетенций над другой группой; **2, 4** – возможные промежуточные значения.

В качестве экспертов были выбраны представители профессорско-преподавательского состава СГАУ из состава выпускающих кафедр и руководители производственных практик. Обработка матриц приоритетов велась по методике, изложенной в [4].

Проведенные расчеты по определению приоритетов групп компетенций по квалификации «бакалавр» показали достаточно

значительный разброс мнений экспертов (рис. 1,2).

По квалификации «бакалавр» коэффициент вариации, равный отношению среднеквадратичного отклонения к среднему значению приоритета группы компетенций, для общекультурных компетенций составляет 0,49, проектно-конструкторских - 0,26, производственно-технологических - 0,26, экспериментально-исследовательских - 0,40, организационно-управленческих - 0,24. Аналогичные результаты получены и по группам компетенций квалификации «магистр».

Для повышения согласованности экспертных оценок был проведен анализ матриц приоритетов. Для каждой экспертной оценки вычислялось так называемое отно-

шение однородности  $\omega = \frac{\lambda - n}{1.12(n - 1)}$  [4],

характеризующее логичность суждений эксперта (здесь  $\lambda$  – максимальное собственное значение, а  $n$  - порядок матрицы при-

оритетов,  $n=5$ ). В случае  $\omega \geq 0,10$  логичность суждений эксперта не выполняется и его оценка компетенций не учитывалась.

Итоговые приоритеты групп компетенций приведены в табл. 1.

Таблица 1. Приоритеты групп компетенций

Компетенции бакалавра (%)		Компетенции магистра (%)	
общекультурные	10	общекультурные	10
проектно-конструкторские	25	проектно-конструкторские	24
производственно-технологические	30	проектно-технологические	23
экспериментально - исследовательские	18	научно - исследовательские	28
организационно-управленческие	17	организационно-управленческие	15

В результате проведенной обработки коэффициенты вариации по каждой группе компетенций для специальностей «бакалавр» и «магистр» не превысили 0,30.

### Библиографический список

1. Белашевский, Г.Е. Гармонизация образовательных стандартов и примерных основных образовательных программ/ Г.Е. Белашевский, Ф.В. Гречников, Д.М. Козлов // Матер. XIX Всероссийской научно-методич. конф. «Проблемы качества образования». 21 – 28 мая 2009 г.- М. – Уфа: - 2009. – С.81-84.

2. <http://www.nark-rspp.ru/index.php/lang-ru/site-map>.

3. Борисов, С.Р. Участие бизнес - сообщества в проектировании, реализации и аккредитации инновационных образовательных программ высшего профессионального образования/С.Р. Борисов [и др.]. – М.: МГУ, - 2007. – 99 с.

4. Саати Т. Принятие решений. Метод анализа иерархий/ Т. Саати; пер. с англ. – М.: Радио и связь, 1989. – 316с.

### References

1. Belashevsky G.E. Harmonization of educational standards and approximate basic training programs/ Text/ Belashevsky G.E, Grechnikov F.V., Kozlov D.M. Materials of All-Russia scientific-and-methodology Conference “Problems of education quality”. May 21-28, 2009, M.-Ufa, 2009, p.81-84

2. <http://www.nark-rspp.ru/index.php/lang-ru/site-map>

3. Borisov S.P. Participation of Business Community in designing, realization and accreditation of innovation educational programs of higher professional learning /Text/ Borisov S.P., Lobanov G.X., Oleynik L.F., Pesotsky Yu.S., Pokrovsky K.K., Saletsky A.M., -MSU., 2007,- 99 p., illustr.

4. Saati T. Problem-solving. Method of hierarchy analysis /Text/ Saati T; translation from English –M.: Radio and communication, 1989, -316 p., illustr.

## MODELS COMPETENCE OF BACHELOR AND MASTER'S DEGREE FOR INNOVATION MACHINE BUILDING

© 2009 G. E. Belashevsky, D. M. Kozlov

Samara State Aerospace University

The task of harmonization of requirements to the specialists is discussed on the example of Bachelor and Master's degree competence models for high-technology innovation machine-building. The requirements are in National Qualification System, Professional Standards as well as Federal State and Educational Standards. The results of priority

peer review of Bachelor and Master's degree competence are given. The methods of using the peer review obtained for construction of the basic educational program and curriculum are suggested.

*Bachelor, Master's degree, competence, professional standard, educational standard, peer review, priority, training program*

### **Информация об авторах**

**Белашевский Геннадий Егорович**, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [belashevsky@ssau.ru](mailto:belashevsky@ssau.ru). Область научных интересов: математическая подготовка инженеров, теория и методика высшего профессионального образования, управление качеством.

**Козлов Дмитрий Михайлович**, кандидат технических наук, доцент, профессор Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [kozlov@ssau.ru](mailto:kozlov@ssau.ru). Область научных интересов: автоматизированное оптимальное проектирование авиационных конструкций, теория и практика высшего технического образования.

**Belashevsky Gennady Egorovich**, Candidate of Technical Science, Associate Professor of Samara State Aerospace University. E-mail: [belashevsky@ssau.ru](mailto:belashevsky@ssau.ru). Area of research: Training of engineers in Mathematics, theory and methods of higher technical education, quality control.

**Kozlov Dmitry Mikhailovich**, Candidate of Technical Science, Professor of Samara State Aerospace University. E-mail: [kozlov@ssau.ru](mailto:kozlov@ssau.ru). Area of research: automated optimal designing of aircraft constructions, theory and practice of higher technical education.

УДК 621.452.3

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТОРОВ, ОКАЗЫВАЮЩИХ НАИБОЛЬШЕЕ ВЛИЯНИЕ  
НА ПОКАЗАТЕЛИ НАДЁЖНОСТИ ДИСКА ГТД  
С УЧЕТОМ ВНЕЗАПНЫХ ОТКАЗОВ**

© 2009 А. И. Белоусов, А. В. Грицин

Самарский государственный аэрокосмический университет

В данной работе представлена методика оценки параметров надежности ГТД с учетом внезапных отказов. По этой методике проведен анализ влияния допусков геометрических размеров, частоты вращения и плотности материала диска на интенсивность отказов.

*Надежность, интенсивность отказов, параметры надежности, диск турбины, метод конечных элементов*

Переход к новым, современным двигателям и летательным аппаратам путем интенсификации всех производственных процессов невозможен без более полного использования достижений научно-технического прогресса, эффективного использования ресурсов, снижения ущерба от аварийности. Решение этой грандиозной задачи требует научно обоснованных подходов к организации и обеспечению высокого уровня надёжности изделий во всех отраслях промышленности.

Выполнение растущих требований к надёжности изделий может быть достигнуто благодаря разработке оптимальной конструкции, совершенствованию технологии, максимальному использованию возможностей материала, методов проектирования и рациональной эксплуатации. Все это может быть выполнено благодаря созданию методов расчётного определения показателей надёжности, с учётом отмеченных факторов.

Обеспечение высокой и стабильной конструкционной прочности двигателей, под которой понимается прочность конструкции в реальных условиях работы с учётом металлургических, технологических и конструктивных факторов, — одно из направлений решения проблемы повышения надёжности изделий.

Требуемая надёжность двигателей закладывается на этапе проектирования, доводится до требуемого для начала эксплуатации уровня на этапе опытно-конструкторской отработки, совершенствуется и обеспечивается при производстве, улучшается и реализуется при эксплуатации [1].

Но даже если конструирование, расчёты, изготовление, сборка, испытания отдель-

ных элементов выполнены правильно, в соответствии с нормативно-технической документацией, при доводке опытных изделий и в эксплуатации наблюдаются отказы и разрушения деталей. Это объясняется многообразием факторов, влияющих на конструкционную прочность, и отсутствием чётких, научно обоснованных рекомендаций по ряду вопросов конструирования, выбора материала, расчёта на прочность с учётом комплексности нагружения и длительности эксплуатации.

Одной из основных задач проблемы обеспечения безотказности и долговечности является разработка методов определения числовых значений показателей надёжности изделий. Эта задача решается методами обработки данных эксплуатационных наблюдений и ускоренных испытаний, а также расчётным путем. Расчётный метод в настоящее время слабо оформился в инженерный метод из-за сложности задачи, ее новизны и недостаточного количества фактических и опытных данных. Но в настоящее время они наиболее экономически целесообразны и дают возможность судить о надёжности изделий в нормальных условиях эксплуатации по значению соответствующих показателей при форсированных режимах (повышенные нагрузки, скорости, температуры, концентрации реагентов и т.д.).

По характеру потери работоспособности отказы двигателей делятся на две группы. К первой группе относятся внезапные отказы, носящие характер случайного выброса: хрупкое разрушение; превышение предела текучести в какой-либо точке детали, для которой остаточные деформации недопустимы; возникновение слишком больших упругих деформаций и др. Ко второй

группе относятся постепенные отказы, возникающие в результате необратимого накопления повреждений в детали: накопление пластических деформаций (деформаций ползучести), усталостных повреждений, ведущих к развитию трещин, механическое изнашивание и др.

Таким образом, при оценке надёжности деталей авиационных двигателей необходимо учитывать внезапные и постепенные отказы.

Поведение реальных конструкций обусловлено взаимодействием целого ряда факторов, имеющих явно выраженный случайный характер. В связи с этим определение надёжности конструкций невозможно без применения методов теории вероятностей и математической статистики.

К особенностям ДЛА с точки зрения оценки показателей надёжности относятся [2]:

- сравнительно небольшой объём статистической совокупности (в ряде случаев единичные экземпляры);
- трудность получения опытных данных для последующей обработки методом математической статистики;
- сложный характер и взаимосвязанность процессов нагружения;
- повышенное влияние на надёжность конструкций стабильности технологических процессов и сборочных работ.

Нагрузки, действующие на конструкцию, как правило, оказывают многократное влияние или развертывают свои вероятностные свойства во времени. Механические свойства материалов, изготавливаемых в массовом количестве, могут быть изучены основательно [3]. Таким образом, поведение самой уникальной конструкции определяется случайными факторами массового характера, для каждого из которых допускается статистическое толкование вероятности. Предсказать на основе этого статистического массива данных поведение конструкции – в этом и состоит цель расчета надёжности ДЛА.

Для авиационных силовых установок, отказ которых приводит к тяжёлым последствиям, большую опасность представляют внезапные отказы. Наиболее частым проявлением внезапных отказов являются поломки, деформации и растрескивания отдельных деталей изделий и узлов их крепления, вызываемые неблагоприятным сочетанием дей-

ствующих нагрузок и фактической прочностью. Разрушения из-за нарушения прочности могут возникнуть в результате непредвиденных местных напряжений, вызванных нерасчётными статическими или динамическими нагрузками в сочетании с невыявленными производственными отклонениями. Указанные местные напряжения и нагрузки, как случайные величины, существенно отличаются от средних величин, принимаемых при прочностных расчётах и оценке ресурса изделия.

Одной из задач проектирования двигателя является обеспечение гарантии того, что за время эксплуатации не наступит ни одно из предельных состояний его элементов, т.е. не нарушатся условия их нормального функционирования. Решение этой задачи – определение рациональных характеристик прочности при заданных показателях надёжности.

При определении запаса прочности возникают затруднения в установлении величины предельных напряжений, с которыми сравниваются расчётные. Такие параметры прочности, как предел прочности (длительной прочности) при фиксированной температуре или предел выносливости данного материала в изделии, являются случайными величинами в связи с существованием допусков на химический состав материала и технологию его получения, неоднородностью температурного режима различных плавок и внешних климатических условий, отклонением условий термической обработки сортамента и др.

Вычисление минимальных запасов прочности, гарантирующих надёжную работу в течение ресурса, осложняется тем, что двигатель эксплуатируется в разных режимах. Поэтому задачу о необходимых запасах прочности можно ставить только в вероятностном плане.

Введём понятие функции качества (запаса работоспособности) [1]

$$\varphi = \sigma_{пред} - \sigma_p, \quad (1)$$

где  $\sigma_{пред}$  – предельные напряжения (предел длительной прочности, предел выносливости и др.);  $\sigma_p$  – рабочее напряжение в расчетном сечении.

Для надёжной работы детали двигателя необходимо выполнение условия

$$\varphi > 0. \quad (2)$$

Предельные напряжения и рабочее напряжение - случайные величины. Они имеют нормальное или логарифмически-нормальное распределение вокруг среднего значения с некоторым стандартным отклонением от него [1,2,4]. Следовательно, функция качества  $\varphi$  согласно выражению (1), как композиция распределений  $\sigma_{npред}$  и  $\sigma_p$ , также является случайной величиной.

Применение нормального закона оправдано тем, что в случае совместного действия достаточно большого числа случайных возмущений, подчиняющихся различным законам распределения (если среди них нет преобладающего) результирующее возмущающее воздействие имеет согласно центральной предельной теореме теории вероятностей распределение, близкое к нормальному. Тогда согласно свойствам композиции законов распределений и функция качества  $\varphi$  описывается нормальным законом Гаусса с математическим ожиданием  $\bar{\varphi} = \bar{\sigma}_{npред} - \bar{\sigma}_p$  и среднеквадратическим отклонением  $\sigma_\varphi = \sqrt{\sigma_{\sigma_{npред}}^2 + \sigma_{\sigma_p}^2}$ , где  $\bar{\sigma}_{npред}$  и  $\bar{\sigma}_p$  - математически ожидания, а  $\sigma_{\sigma_{npред}}$  и  $\sigma_{\sigma_p}$  - среднеквадратические отклонения предельного  $\sigma_{npред}$  и рабочего  $\sigma_p$  напряжений соответственно.

Вероятность неразрушения детали согласно условию (2)

$$P_s(t) = \text{Вер}[(\sigma_{npред} - \sigma_p) > 0] = \int_0^\infty f(\varphi) d\varphi = \frac{1}{\sigma_\varphi \sqrt{2\pi}} \int_0^\infty e^{-\frac{(\varphi - \bar{\varphi})^2}{2\sigma_\varphi^2}} d\varphi, \quad (3)$$

где  $t$  - наработка, для которой определяется вероятность неразрушения.

В справочнике [5] приведены значения  $\bar{\sigma}_{npред}$  и  $\sigma_{\sigma_{npред}}$  для некоторых авиационных материалов.

Введем переменную  $z = \frac{\varphi - \bar{\varphi}}{\sigma_\varphi}$ . Тогда

$d\varphi = \sigma_\varphi dz$ . Выражение (3) для вероятности неразрушения преобразуется в нормированный нормальный закон распределения

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{z^2}{2}} dz; \quad (4)$$

$$P_s(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\gamma}^\infty e^{-\frac{z^2}{2}} dz = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^\infty e^{-\frac{z^2}{2}} dz + \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^\gamma e^{-\frac{z^2}{2}} dz = 0.5 + F(\gamma), \quad (5)$$

где  $\gamma = \frac{\bar{\varphi}}{\sigma_\varphi} = \frac{1}{\nu_\varphi}$  - коэффициент однородности (гауссовская мера надёжности);  $\nu_\varphi = \frac{\sigma_\varphi}{\bar{\varphi}}$

- коэффициент вариации функции качества  $\varphi$ .

Для интеграла вероятности (4) имеются таблицы в справочниках по математике.

Преобразуем выражение коэффициента однородности, подставив согласно свойствам композиции распределений значения  $\bar{\varphi}$  и  $\sigma_\varphi$ :

$$\gamma = \frac{\bar{\sigma}_{npред} - \bar{\sigma}_p}{\sqrt{\sigma_{\sigma_{npред}}^2 + \sigma_{\sigma_p}^2}} = \frac{\frac{\bar{\sigma}_{npред}}{\bar{\sigma}_p} - 1}{\sqrt{\frac{\sigma_{\sigma_{npред}}^2}{\bar{\sigma}_p^2} + \frac{\sigma_{\sigma_p}^2}{\bar{\sigma}_p^2}}} = \frac{k - 1}{\sqrt{k^2 \cdot \nu_{\sigma_{npред}}^2 + \nu_{\sigma_p}^2}}, \quad (6)$$

где коэффициент запаса прочности (из расчёта на прочность)  $k = \frac{\bar{\sigma}_{npред}}{\bar{\sigma}_p}$ ; коэффициент вариации предельных напряжений

$\nu_{\sigma_{npред}} = \frac{\sigma_{\sigma_{npред}}}{\bar{\sigma}_{npред}}$ ; коэффициент вариации рабочего напряжения  $\nu_{\sigma_p} = \frac{\sigma_{\sigma_p}}{\bar{\sigma}_p}$ .

Вероятность разрушения (внезапного прочностного отказа)

$$Q(t) = 1 - P_s(t). \quad (7)$$

Показателем для оценки надёжности (безотказности) детали двигателя является интенсивность отказов  $\lambda$ , которая для наиболее опасных нелокализованных разрушений должна быть меньше  $1 \cdot 10^{-9}$  1/ч. Для определения интенсивности отказов необходимо знать время работы двигателя на режимах и вероятность разрушения на каждом режиме.

Напряжения в детали от центробежных сил на режимах работы двигателя приближённо можно оценить по формуле

$$(\sigma_p)_{p.э} = (\sigma_p)_{\max} \frac{\omega_{p.э}^2}{\omega_{\max}^2}, \quad (8)$$

где  $(\sigma_p)_{p.э}$  и  $\omega_{p.э} = a_p \cdot \omega_{\max}$  – напряжение в детали и угловая скорость на рассматриваемом режиме эксплуатации;  $(\sigma_p)_{\max}$  и  $\omega_{\max}$  – напряжение и угловая скорость на максимальном (взлетном) режиме;  $a_p$  – коэффициент режима.

В первом приближении можно считать, что статистические разбросы прочности  $\nu_{\sigma_{пред}}$  и рабочего напряжения  $\nu_{\sigma_p}$  не зависят от режимов работы двигателя (на всех режимах эксплуатации  $\nu_{\sigma_{пред}} = const$  и  $\nu_{\sigma_p} = const$ ), т.е. функция вероятностей  $F(x)$  зависит только от коэффициента запаса прочности.

Коэффициент запаса прочности в режиме эксплуатации вычисляем по формуле

$$k_{p.э} = \frac{\sigma_{пред}}{(\sigma_p)_{p.э}} = \frac{\sigma_{пред}}{(\sigma_p)_{\max}} \cdot \frac{(\sigma_p)_{\max}}{(\sigma_p)_{p.э}} = \frac{k_{взл}}{a_p^2},$$

где  $k_{взл}$  – коэффициент запаса на взлётном режиме.

Определив по зависимости (6) коэффициент однородности  $\gamma$ , по таблицам соответствующий интеграл вероятности  $F(\gamma)$ , по формулам (5) вероятность неразрушения детали и (7) вероятность разрушения на каждом режиме работы двигателя, находим интенсивность отказов детали за 1 ч работы двигателя:

$$\lambda = \left( \sum_1^{n_p} Q(t)_{p.э} \cdot \bar{t}_{p.э} \right) / t \quad [\text{ч}^{-1}], \quad (9)$$

где  $n_p$  – количество режимов эксплуатации двигателя;  $Q(t)_{p.э}$  – вероятность отказа (разрушения) детали на данном режиме работы двигателя;  $\bar{t}_{p.э} = \frac{t_{p.э}}{t}$  – относительная наработка на рассматриваемом режиме;  $t_{p.э}$  – наработка на рассматриваемом режиме;  $t$  – суммарная наработка изделия в эксплуатации.

Из вышеизложенного следует, что для оценки показателей надёжности деталей двигателя при статическом нагружении необходимо уметь определять среднеквадратическое отклонение  $\sigma_{\sigma_p}$  возникающих в детали напряжений.

Среднеквадратическое отклонение  $\sigma_{\sigma_p}$  можно найти несколькими способами: методом малых возмущений, с помощью модуля “Probabilistic Design System” (PDS) в пакете конечно-элементного анализа ANSYS и др. Результатом вероятностного расчета в пакете ANSYS являются интегральные функции распределения возмущающих и результирующих факторов, их номинальные значения и среднеквадратические отклонения, вероятности достижения ими заданных значений, матрицы корреляций и графики вероятностных коэффициентов чувствительности, определяющие рассеивание «выходного» параметра при наличии рассеивание «входных» параметров.

Сравнение двух методов и пример их использования приводятся в [6]. В настоящей работе будем использовать программный пакет ANSYS, а в качестве примера, рассмотрим рабочее колесо турбины ТРДД НК–8–4 самолета Ил-62.

На надёжность работы диска ГТД влияют разнообразные факторы. Но среди них можно выделить наиболее очевидные, которые могут оказывать наибольшее воздействие на надёжность работы. При производстве эти параметры невозможно выдерживать точными, поэтому на них назначаются допуски с учётом достижений современной технологии, затрат на изготовление и стоимости окончательного изделия, условий сборки, оптимальной работы и т.д. Если бы не было допусков, разброса параметров и условий работы, то изделие работало бы безотказно. Но в действительности допуски на параметры могут сложиться самым неблагоприятным образом, что приводит к потере работоспособности изделия.

Проведя анализ работы диска турбины двигателя НК-8-4, мы выделили следующие параметры, которые наиболее очевидно оказывают влияние на работоспособность диска и являются удобными для замеров:

- геометрические размеры;
- частота вращения;



– плотность материала диска.

Рассмотрим влияние допусков на размеры, частоту вращения и плотность материала диска на его показатели надёжности. Для того чтобы иметь возможность проводить вероятностные расчёты, исследовать влияние возмущающих факторов на интересующий нас параметр, сначала необходимо создать параметрическую модель рассчитываемой детали и рассчитать её на прочность. Модель сектора рабочего колеса и графическое отображение результата расчёта на прочность представлены на рис.1.

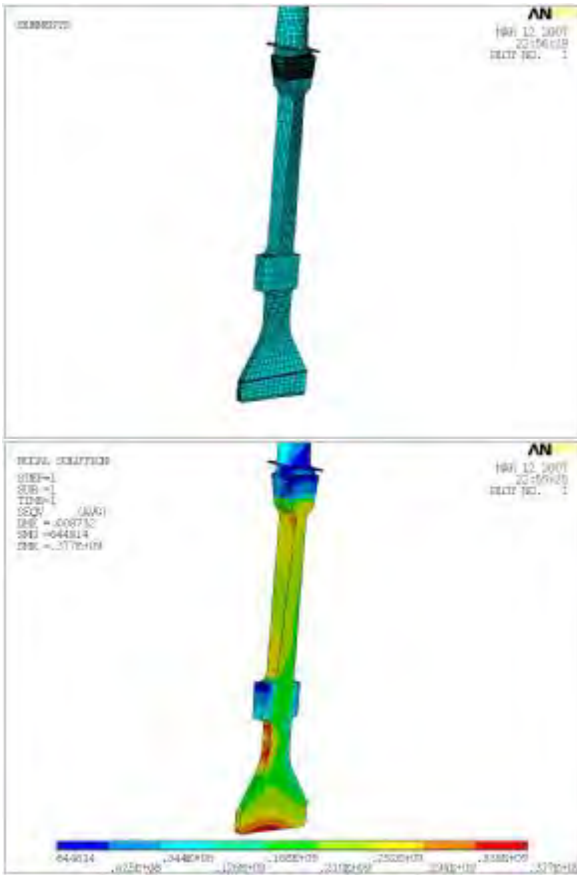


Рис. 1. Конечно-элементная модель диска и распределение эквивалентных напряжений

Проведем расчёт показателей надёжности для варианта с установленными допусками. В результате расчёта в программе ANSYS был получен интегральный нормальный закон распределения рабочего напряжения, среднеквадратическое отклонение которого равно  $\sigma_{\sigma_p} = 28.7$  МПа.

По формулам, приведенным в [6], найдём интенсивность отказов двигателя  $\lambda = 2.378 \cdot 10^{-10}$  1/ч. Полученное значение интенсивности отказов меньше величины

$1 \cdot 10^{-9}$  1/ч, следовательно, диск отвечает мировым требованиям по надёжности.

Для лучшей обработки результатов и упрощения расчетов были приняты следующие допущения:

- 1) основные размеры замка и лопатки остаются неизменными;
- 2) при изменении допуска на один параметр допуски на другие параметры остаются неизменными.

Сначала проанализируем влияние допусков геометрических размеров. Выберем в качестве проверочных следующие размеры диска (рис.2):

- наружный диаметр диска  $D_{нар}$ ;
- наружный  $D_1$  и внутренний  $D_2$  диаметры места под болты;
- ширина места под болты  $H$ ;
- диаметр ступицы  $D_{ст}$ .

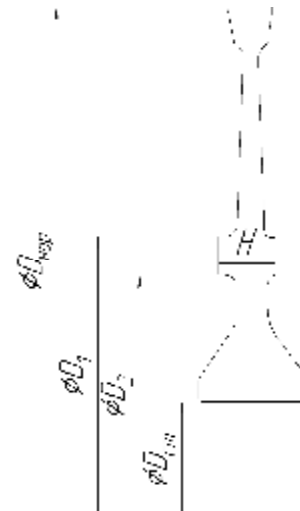


Рис. 2. Геометрические размеры, выбранные для анализа

Далее будем изменять допуски на размеры и вычислять интенсивность отказов для каждого случая.

На рис.3 приведено графическое отображение результатов расчета влияния допусков размеров на интенсивность отказов. Видно, что из геометрических размеров, выбранных для анализа, наиболее влиятельным является диаметр ступицы диска.

Теперь рассмотрим влияние частоты вращения ротора высокого давления на показатели надёжности диска. Частота вращения ротора ВД двигателя НК-8-4 на крейсерском режиме составляет  $6850^{+90}_{-80}$  об/мин.

Результаты расчёта представлены графически на рис.4.

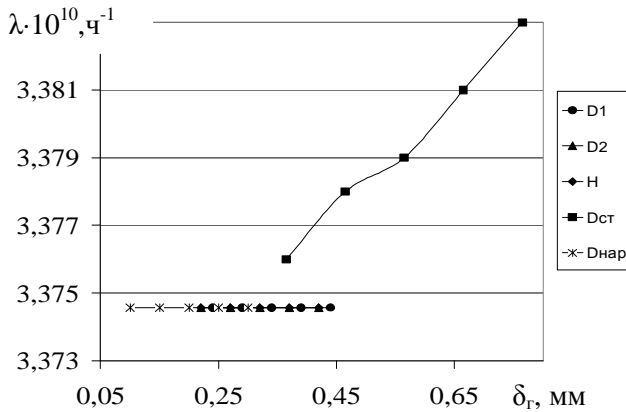


Рис. 3. Изменение интенсивности отказов при изменении допусков  $\delta_r$  на размеры

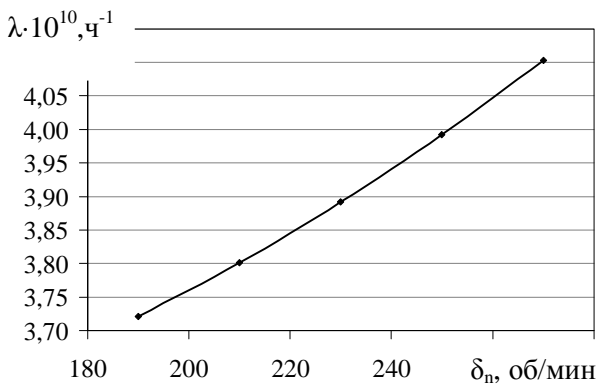


Рис.4. Изменение интенсивности отказов при изменении допуска  $\delta_n$  частоты вращения

Аналогичным образом рассмотрим влияние плотности материала, на который также существует допуск. Результаты расчёта представлены на рис.5.

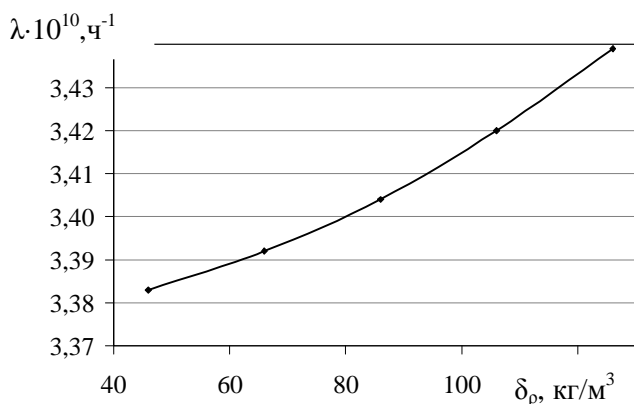


Рис.5. Изменение интенсивности отказов при изменении допуска  $\delta_p$  на плотность материала

Как видно из результатов расчёта, влияние допусков всех параметров на пока-

затели надёжности практически одинаково. Интенсивность отказов во всех случаях увеличивалась с увеличением допуска на размер. В случае с геометрическими размерами, увеличение допусков не приводит к значительному изменению интенсивности отказов. Из геометрических размеров можно выделить лишь диаметр ступицы, который влияет на надёжность работы диска наибольшим образом. Остальные размеры слабо влияют на работу диска, однако нужно помнить, что это при условии, что остальные параметры диска остаются неизменными. То же можно сказать о влиянии частоты вращения и плотности материала – интенсивность отказов возрастает при увеличении допуска на данные параметры.

Таким образом, можно заключить, что на показатели надёжности диска, в частности, интенсивность отказов, наибольшее влияние оказывают три параметра: плотность материала, частота вращения и диаметр ступицы. Допуски на эти параметры нужно тщательно продумывать и назначать их как можно точнее. В противном случае данные факторы в сочетании с другими могут привести к «плачевным» результатам, выраженным как в экономических потерях, так и в гибели людей. Другие параметры оказывают меньшее влияние, но если предположить, что таких параметров было бы не 4, а 100 или 200, то все вместе они оказали бы колоссальное воздействие на работоспособность изделия.

### Библиографический список

1. Белоусов, А.И., Биргер И. А. Прочностная надёжность деталей турбомашин: Учеб. Пособие / А.И. Белоусов, И.А. Биргер. – Куйбышев: КуАИ, 1983. – 75с.
2. Косточкин, В.В. Надёжность авиационных двигателей и силовых установок: Учебник для студентов / В.В. Косточкин. – М: Машиностроение, 1976. – 248с.
3. Акимов, В.М. Основы надёжности газотурбинных двигателей: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / В.М. Акимов. – М.: Машиностроение, 1981.– 207с.
4. Скубачевский, Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей: Учебник для студентов авиационных вузов / Г.С. Скубачевский.– М.: Машиностроение, 1974. – 520 с.

5. Вероятностные характеристики прочности авиационных материалов и размеров сортамента: Справочник / Под ред. С.О. Охупкина. – М.: Машиностроение, 1970. -568 с.

6. Белоусов, А.И. Оценка параметров прочностной надежности деталей ДЛА на этапе проектирования: Учебное пособие. / А.И. Белоусов, А.В. Грицин. - Самара: СГАУ, 2006 – 115с.

#### References

1. Belousov A.I., Birger I.A. Strength reliability of turbomachine parts: Tutorial. – Kuybyshev: KuAI, 1983. - 75 pages.

2. Kostochkin V.V. Reliability of aircraft engines and power plants: Tutorial for students. – Moscow: Mashinostroyeniye (Machine building), 1976.-248 pages.

3. Akimov E.M. Fundamentals of reliability of gas turbine engines: Tutorial for student of machine building specialty. – Moscow: Mashinostroyeniye (Machine building), 1981.-207 pages.

4. Skubachevskiy G.S. Aircraft gas turbine engines. Construction and calculation parts: Tutorial for students of aircraft institute of higher education – Moscow: Mashinostroyeniye (Machine building), 1974. – 520 pages.

5. Probabilistic characteristics of aircraft materials strength and range sizes: Reference book. Edited by S.O. Ohapkina – Moscow: Mashinostroyeniye (Machine building), 1970. – 568 pages.

6. Belousov A.I., Gritsin A.V. Estimation strength reliability parameters of aircraft engine units on the design stage: Tutorial. – Samara:SSAU, 2006 – 115 pages.

## ESTIMATION THE FACTORS, MAKE THE GREATEST INFLUENCE ON RELIABILITY PARAMETRES OF A GTD DISK WITH A GLANCE SUDDEN FAILURES

© 2009 A. I. Belousov, A. V. Gritsin

Samara State Aerospace University

In this work the methodology of an estimation of parameters of reliability GTD with a glance sudden failures is presented. By this methodology the analysis of influence of the limit of the geometrical sizes, rotating frequency and disk material density on failure rate is carried out.

*Reliability, failure rate, reliability parameter, turbine disk, finite element method*

#### Информация об авторах

**Белоусов Анатолий Иванович**, доктор технических наук, профессор кафедры Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [aibelousov@mail.ru](mailto:aibelousov@mail.ru). Область научных интересов: динамика и прочность, надежность авиационных и ракетных двигателей, конструкция ракетных двигателей.

**Грицин Алексей Валерьевич**, инженер-конструктор, аспирант Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [grialeksey@gmail.com](mailto:grialeksey@gmail.com). Область научных интересов: надежность двигателей летательных аппаратов.

**Belousov Anatoliy Ivanovich**, doctor of technical sciences, professor of department of the Construction and designing of the aircraft engines of Samara State Aerospace University. E-mail: [aibelousov@mail.ru](mailto:aibelousov@mail.ru). Area of research: dynamics and durability, reliability of the aircraft and rocket engines, construction of the rocket engines.

**Gritsin Aleksey Valerevich**, engineer-designer, postgraduate student of Samara State Aerospace University. E-mail: [grialeksey@gmail.com](mailto:grialeksey@gmail.com). Area of research: reliability of the aircraft and rocket engines.

УДК 629.7.03633(075.8)

## НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ НОВОГО УЧЕБНИКА ПО ТЕОРИИ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2009 Б. Г. Мингазов, В. А. Костерин, В. Л. Варсегов

Казанский государственный технический университет

Описаны некоторые особенности учебника профессора В.В. Кулагина, которые характеризуют новую методологию изложения курса.

*Учебник, газотурбинный двигатель, термогазодинамический анализ, совместная работа узлов, характеристики, метод работы цикла, газодинамическая доводка, проектирование проточной части*

Вышла из печати третья книга учебника «Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Кн.3. Основные проблемы: начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД» / С.К. Бочкарев, И.М. Горюнов, В.А. Григорьев, А.М. Идельсон, Ю.А. Кныш, М.Л. Кузменко, В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин, Б.А. Пономарев, А.П. Тунаков, Е.В. Шахматов, J. Kurzke. Под общ. ред. В.В. Кулагина – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с. Первые две книги этого учебника с тем же названием, но с подзаголовком «Основы теории ГТД. Кн.1. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн. 2. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики» (автор В.В.Кулагин) изданы «Машиностроением» в одном томе (616 с.) в 2002 г. и переизданы в 2003 г. Таким образом, можно говорить об учебнике в целом.

Учебник отличается прежде всего методически новым подходом к изложению материала.

1. Автору удалось выделить «Основы теории ГТД» из общей теории авиационных двигателей. Необходимость выделения ядра курса назрела давно и ее следует признать целесообразной.

В свою очередь, основы теории ГТД излагаются, как следует из названия, в двух книгах. Выделение основ теории выполненного двигателя в отдельную (вторую) книгу целесообразно с методической точки зрения, так как анализ характеристик такого двигателя существенно сложнее и принципиально отличается от анализа закономерностей изменения удельных параметров проектируемого двигателя. Это объясняется различным изменением

параметров рабочего процесса и КПД узлов, которые в случае проектируемого двигателя являются независимыми переменными, а в случае выполненного двигателя они – зависимые переменные и определяются из условия совместной работы его узлов. Анализ характеристик двигателя поэтому основан на анализе совместной работы его узлов, который представляет собой совершенно другую задачу, требующую отдельного рассмотрения.

2. Приняты разные критерии для формирования структуры первой и второй книг «Основ теории ГТД». В первой книге описан процесс преобразования тепла в работу передвижения летательного аппарата, проанализированы основные закономерности изменения удельных параметров ГТД: ТРД, ТРДД и ТВД – во второй части книги, а ТРДФ и ТРДДФсм – в третьей. Такое разделение двигателей на две группы диктуется методическими соображениями: сравнительный анализ изменения удельных параметров двигателей первой группы, работающих по циклу Брайтона, наиболее целесообразно выполнить "методом работы цикла", хорошо разработанным именно для этих двигателей в школе академика Б.С. Стечкина. А использование "метода работы цикла" для двигателей второй группы, работающих по циклу с двумя подводами теплоты или со смешением потоков, связано с анализом сложных формул и поэтому нецелесообразно. Параметры этих двигателей анализируются в последовательности, принятой для проектного термогазодинамического расчета, который используется как универсальный "метод термогазодинамического анализа". Цикл дви-

гателя, таким образом, принят за критерий формирования структуры первой книги.

Во второй книге проделан общий анализ уравнений совместной работы узлов выполненного двигателя, справедливый (с небольшим исключением) для двигателей различных типов и схем, получены основные закономерности совместной работы узлов и характеристики для ТРД(Д) с одним управляющим фактором (часть IV) и для ГТД с несколькими управляющими факторами (часть V). Управляющий фактор, таким образом, принят за критерий формирования структуры второй книги.

3. Материал в большинстве глав первой и второй книг изложен обобщенно (и это может быть главное), а за основу принят ТРДД как наиболее общий тип двигателя; одноконтурные ТРД и турбовинтовые двигатели описаны как частные случаи двухконтурных, одновальные – как частные случаи двухвальных, а ТРДФ – как частный случай ТРДДФсм. Такой подход позволяет провести четкий сравнительный анализ двигателей различных типов и схем, увидеть общие для них закономерности, выделить присущие им особенности.

Подчеркнем, что в учебниках [1 - 8], которые играют важную роль при подготовке квалифицированных кадров, работающих в области проектирования, доводки и эксплуатации авиационных ВРД, материал излагается по типам двигателей, а за основу принят ТРД. Такой подход сложился исторически и имеет определенные преимущества. Однако он не свободен и от недостатков таких, например, как неизбежные повторения, недостаточная полнота освещения теории двухконтурных турбореактивных двигателей, которые получили наиболее широкое распространение и определяют качественно новый этап развития авиационных силовых установок.

Целесообразность перехода от традиционного изложения теории ГТД к обобщенному была осознана специалистами давно – более трех десятилетий тому назад. Однако реализовать такой переход по разным причинам оказалось непросто. Одна из очевидных причин: критерии эффективности турбореактивных и турбовинтовых двигателей разные и поэтому, например, удельный расход топлива по скорости полета для ТРД ( $C_{уд}$ ) и ТВД ( $C_e$ ) изменяется качественно не одинаково:  $C_{уд}$  – уве-

личивается;  $C_e$  – уменьшается. Такое изменение – следствие различия критериев, а не изменения эффективности двигателей. Двигатели «не обобщались» также вследствие того, что в ТРДД гидравлические потери в наружном контуре, как и во внутреннем, было принято относить к циклу и оценивать величиной эффективного КПД, а в ТВД гидравлические потери в движителе оцениваются величиной КПД винта.

Автором введено новое понятие: КПД движителя [10], которым учитываются и потери кинетической энергии, и гидравлические потери в движителе. Это позволило получить простые формулы для описания рабочего процесса, одинаково справедливые для ТРД, ТВД и ТРДД, обобщить изложение и упростить его. При таком подходе очень легко показать (гл. 5), что три основных типа ГТД (ТРД, ТВД и ТРДД) как тепловые машины не отличаются друг от друга. (Кстати понятие работы цикла как разности подведенного в цикле и отведенного тепла, а не приращения кинетической энергии рабочего тела во внутреннем и наружном контурах, представляется с термодинамической точки зрения более убедительным.) А оценка влияния степени двухконтурности на КПД движителя (гл. 6) представляет собой по существу сравнительный анализ удельных параметров двигателей различных типов. (Такому анализу уделяется обычно недостаточное внимание.)

4. Особое внимание в учебнике уделяется термогазодинамическому анализу зависимости от различных факторов удельных параметров проектируемого двигателя (в первой книге) и основных технических данных выполненного двигателя (во второй книге), поскольку такой анализ позволяет в конечном счете понять «поведение» двигателя в различных условиях его эксплуатации. По мнению автора, освоение этих методов – ключ к пониманию и усвоению теории ГТД. И это, по-видимому, самое главное; поэтому разработаны как методы такого анализа, так и организация учебного процесса, способствующая их усвоению.

Закономерности изменения параметров в проточной части проектируемого двигателя анализируются, как отмечалось, двумя методами, в том числе в последовательности, принятой для проектного расче-

та («универсальным методом термогазодинамического анализа»). Автор ставит перед собой цель научить студента составлять алгоритм такого расчета (а, следовательно, и анализа) двигателей различных типов и схем. С этой целью изменена форма изложения материала в гл. 8: выводятся основные уравнения, дается пример последовательности расчета простейшего одновального ТРД и некоторые особенности расчета двигателей различных типов и схем. Используя эти материалы, студент составляет в рамках курсовой работы (приложение 1) алгоритм проектного расчета «своего» двигателя (на базе иностранного прототипа).

Отмечалось также, что задача анализа характеристик выполненного двигателя намного сложнее. Подчеркнем, что при изменении внешних условий или режима работы двигателя изменяются как правило все параметры двигателя, в том числе положение рабочих точек на характеристиках компрессоров. Эти изменения оказывают на выходные параметры двигателя в общем случае влияние разного знака, и не всегда есть уверенность в том, какой фактор оказывает преобладающее влияние. Поэтому зачастую в учебниках можно читать, что, например, по скорости полета удельная тяга снижается  $P_{уд} \approx (c_c - V_{п})$ , поскольку, как показывают расчеты, скорость истечения увеличивается меньше, чем скорость полета. (Остается неясным, почему же снижается удельная тяга двигателя?) Поэтому разработан новый подход, позволяющий однозначно доказать как изменяются выходные параметры двигателя в различных условиях эксплуатации и при различных воздействиях на него.

Прежде всего проделан общий анализ уравнений совместной работы узлов выполненного ТРДД (гл. 10). От совместной работы узлов сделан переход к линиям совместной работы (для двигателей с одним управляющим фактором), от них к универсальным (обобщенным) характеристикам. Показано (гл. 11), что по обобщенным характеристикам легко получить основные закономерности изменения положения рабочих точек на характеристиках компрессоров и целый ряд приведенных параметров двигателя (разд. 11.3.1 и 11.3.3). Такой подход автор назвал А-методом анализа характеристик двигателя.

Анализ характеристик недостаточно выполнить одним методом, так как это обычно не позволяет получить однозначный вывод об изменении удельных параметров и основных данных двигателя. Кроме того, нужно стремиться подтвердить полученный вывод другим методом анализа, поскольку совпадение результатов, полученных различными методами, является критерием правильности проведенного анализа. Поэтому разработан второй метод анализа (Б-метод), в котором за основу принята методика расчета характеристик выполненного двигателя. С этой целью изложение методов расчета характеристик, как и проектного расчета двигателя, подчинено задаче освоения методов анализа его характеристик (разд. 12.2). Главная особенность разработанного метода заключается в том, что расчет начинается с турбины, поскольку степени понижения давления в турбинах (в отличие от степеней повышения давления в компрессоре) изменяются существенно меньше и их можно принять постоянными. Это достаточно строго на режимах сверхкритического истечения газа из сопла, а на режимах докритического истечения величины  $\pi_t^*$  (особенно  $\pi_{тнд}^*$ ), хотя и изменяются, но не оказывают влияния на закономерности параметров двигателя в зависимости от внешних условий и режимов работы двигателя. И в этом случае автор ставит своей целью научить студента составлять алгоритм расчета (а, следовательно, и анализа) характеристик «своего» двигателя, что реализуется в рамках второй курсовой работы по теории двигателей (приложение 6).

5. Обращает на себя внимание сравнительно небольшое число формул в «Основах теории ГТД». Это следствие обобщенного изложения материала, а также нежелание автора переписывать формулы в каждой теме заново. Например, из формул, полученных для описания работы узлов, формируется по существу алгоритм проектного расчета. Те же формулы используются для описания методики расчета характеристик. В результате методика такого расчета излагается практически без формул (разд. 12.2.2). В десятой главе второй книги

получены 12 уравнений и используются далее для анализа совместной работы узлов двигателей различных типов и схем. В результате в главах 11...15 этой книги почти нет формул (не считая формул приведения).

6. Полезны, с нашей точки зрения, выводы (резюме) по каждой главе. Они помогают студенту сопоставить свою точку зрения о главном содержании темы, которая сложилась у него после ее изучения, с авторской точкой зрения, а также помогают быстрому повторению материала. Выводы – это кирпичики, из которых складывается курс.

7. Практически по каждой теме учебника разработаны контрольные вопросы и задачи, что позволяет организовать систематическое, в значительной мере самостоятельное (под контролем) изучение курса, нацеленное на решение большого числа задач разной сложности, включая комплекс задач, связанных с этапами проектирования двигателя. Такая организация учебного процесса способствует глубокому усвоению теории двигателей, развитию творческих способностей студентов, повышению качества знаний и эффективности учебного процесса.

8. На базе основ теории и как продолжение ее сформирована третья книга учебника. Она представляет интерес не столько в методическом отношении, сколько по существу излагаемого материала. В ней излагаются пять основных проблем теории, расчета и проектирования авиационных двигателей, которые излагаются в пяти (VI...X) частях, пятнадцати (16...30) главах.

В шестой части затронуты основы теории выбора параметров рабочего процесса авиационных ГТД и проектирования проточной части. Приводятся результаты расчета влияния параметров рабочего процесса на удельные параметры ТРД(Д) в широком диапазоне их изменения, вплоть до термодинамического насыщения (с привлечением расчетов, выполненных в ЦИАМ), и показаны предельные возможности двигателя, работающего на керосине. Проанализированы закономерности оптимизации параметров ГТД по самолетным критериям эффективности. Изложены методология выбора параметров, некоторые проблемы разработки двигателя, а также методика вариантного проектирования проточной части, нацеленная на развитие творческих способностей студентов. Там же приведена раз-

работанная в СГАУ методика оценки технического совершенства двигателя. В учебнике она публикуется впервые и может представлять интерес для специалистов не только авиационного двигателестроения. Разработанные по этим методикам программы применяются в учебном процессе СГАУ.

9. Седьмая часть посвящена современным методам математического моделирования и современным программным комплексам «ГРАД», DVIGw и GasTurb для расчета высотно-скоростных характеристик двигателей различных типов и других термогазодинамических расчетов, разработанным соответственно в Казанском государственном техническом университете, в Уфимском государственном авиационном техническом университете и MTU Aero Engines, Germany (Dr. Joachim Kurzke). Важно подчеркнуть, что упомянутые программные комплексы изучаются в СГАУ не только теоретически, но и применяются в практике выполнения курсовых работ. Выпускники университета, следовательно, приходят на предприятия, имея опыт работы с современными программными комплексами такого типа и с собственным мнением об их преимуществах и недостатках.

10. Большой интерес представляют три главы 23; 24 и 25 (часть восьмая), посвященные газодинамической доводке двигателя, в том числе в условиях серийного производства. Доводка является наиболее трудоемким и продолжительным этапом создания двигателя. Кроме стендовых, она включает испытания в термобарокамере, летные испытания на летающей лаборатории и на самолете. В указанных главах освещены основные проблемы газодинамической доводки, приведена методология компьютеризированного термогазодинамического анализа результатов испытаний ГТД и сформированы основные направления газодинамической доводки двигателя. Описаны методы экспериментального термогазодинамического моделирования на стенде эксплуатационных характеристик авиационных ГТД и рассмотрены примеры конкретного применения их при доводке двигателей. Описаны термогазодинамические методы контроля стабильности параметров серийных ГТД. Проблемы газодинамиче-

ской доводки излагаются в учебной литературе впервые и представляют большой интерес не только для студентов и аспирантов, но и для специалистов, занимающихся доводкой газотурбинных двигателей.

11. В девятой части анализируются специальные характеристики ГТД. Автором удалось в небольшом объеме изложить сложные вопросы совместной работы узлов на неустановившихся режимах, проблемы уменьшения времени приемистости, снижения шума и вредных выбросов.

12. В учебнике затронуты также проблемы, связанные с конверсией авиационных двигателей (часть десятая). Анализируются способы повышения КПД таких двигателей в системе энергетических установок. Рассмотрены комбинированные и когенерационные газотурбинные установки. Сделана попытка классификации энергетических установок с приводным ГТД. Эта глава в учебнике также публикуется впервые и в современных условиях представляет особый интерес.

В заключение учебника (гл. 30) авторы позволили себе оглянуться назад и осветить некоторые страницы истории создания авиационных двигателей семи основных ОКБ (опытных конструкторских бюро) СССР. Приведены фотографии генеральных конструкторов и их двигателей, параметры рабочего процесса и основные данные этих двигателей, которые в свое время были на уровне лучших мировых образцов, а то и лучшими в мире.

В целом выход в свет нового учебника по основам теории и основным проблемам проектирования авиационных газотурбинных двигателей – это большой успех всего коллектива авторов и, прежде всего, основного автора – профессора Самарского государственного аэрокосмического университета Кулагина Виктора Владимировича. Изданный учебник является результатом обобщения его многолетнего опыта и научных поисков, направленных на совершенствование методов изложения и изучения теории авиационных двигателей. Автору удалось, по нашему мнению, не только существенно усовершенствовать методику изложения теории авиационных газотурбинных двигателей и установок, но и получить новые научные результаты, позволяющие обобщить различные схемы двигателей с использованием коэффициента полезного дейст-

вия двигателя, впервые введенного им в теорию газотурбинных двигателей, учитывающего одновременно гидравлические потери при передаче энергии к двигателю и потери кинетической энергии с выходной скоростью относительно Земли.

### Библиографический список

1. Иноземцев, Н.В. Авиационные газотурбинные двигатели: теория и рабочий процесс / Н.В. Иноземцев. -М.: Оборонгиз, 1955. -352 с.
2. Клячкин, А.Л. Теория воздушно-реактивных двигателей / А.Л. Клячкин. -М.: Машиностроение, 1969. -512 с.
3. Кулагин, И.И. Теория газотурбинных реактивных двигателей / И.И. Кулагин. -М.: Машиностроение, 1969. -512 с.
4. Масленников, М.М. Авиационные газотурбинные двигатели / М.М. Масленников, Ю.И. Шальман. -М.: Машиностроение, 1975. -576 с.
5. Нечаев, Ю.Н. Законы управления и характеристики авиационных силовых установок / Ю.Н. Нечаев. - М.: Машиностроение, 1995. -400 с.
6. Стечкин, Б.С. Теория реактивных двигателей (рабочий процесс и характеристики) / Б.С. Стечкин [и др.]; под ред. Б.С. Стечкина. -М.: Оборонгиз, 1958. - 534 с.
7. Акимов, В.М. Теория воздушно-реактивных двигателей / В.М. Акимов [и др.]; под ред. С.М. Шляхтенко. - М.: Машиностроение, 1975. -568 с.
8. Акимов, В.М. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей / В.М. Акимов [и др.]; Под ред. С.М. Шляхтенко. -М.: Машиностроение, 1987. -568 с.
9. Лукачев, В.П. Теория ВРД: основные закономерности рабочего процесса газотурбинных двигателей / В.П. Лукачев, В.В. Кулагин. – Куйбышев: КуАИ, 1987. – 226 с.
10. Кулагин, В.В. Основные закономерности рабочего процесса авиационных ГТД / В.В. Кулагин. – Куйбышев: КуАИ, 1975. – 115 с.
11. Кулагин, В.В. Совместная работа узлов и характеристики ГТД / В.В. Кулагин. – Куйбышев: КуАИ, 1975. – 136 с.



12. Совместная работа узлов многовальных ТРДД и ТРД. Их характеристики. – Куйбышев: КуАИ, 1977. – 96 с.
13. Кулагин, В.В. Особенности совместной работы узлов ТРДД (ТРД) с регулируемыеми площадями характерных сечений. Их характеристики / В.В. Кулагин. – Куйбышев: КуАИ, 1980. – 85 с.
14. Кулагин, В.В. Особенности совместной работы узлов турбореактивных двигателей с форсажом. Их характеристики / В.В. Кулагин. – Куйбышев: КуАИ, 1980. – 87 с.
15. Кулагин, В.В. Теория ВРД: совместная работа узлов и характеристики газотурбинных двигателей / В.В. Кулагин. – Куйбышев: КуАИ, 1988. – 240 с.
16. Кулагин, В.В. Теория газотурбинных двигателей: учебник. Кн. 1. Анализ рабочего процесса, выбор параметров и проектирование проточной части / В.В. Кулагин. - М.: Изд-во МАИ, 1994. -264 с.
17. Кулагин, В.В. Теория газотурбинных двигателей: учебник. Кн. 2. Совместная работа узлов, характеристики и газодинамическая доводка выполненного ГТД / В.В. Кулагин. - М.: Изд-во МАИ, 1994. -304 с.
18. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Основы теории ГТД: учебник. В 2 кн./ В.В. Кулагин. - М.: Машиностроение, 2002. -616 с.
19. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок Основы теории ГТД: учебник. 2-е изд. В 2 кн. / В.В. Кулагин - М.: Машиностроение, 2003. -616 с.
20. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник. Кн. 3: Основные проблемы: Начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД / В.В. Кулагин [и др.]. Под общ. ред. В.В.Кулагина. - М.: Машиностроение, 2005. - 464 с.
3. Kulagin I.I. Теория газотурбинных реактивных двигателей. М.: Mashinostroenie, 1969. 512 p.
4. Maslennikov M.M., Shalman Y.I. Aviation gas turbine engines. М.: Mashinostroenie, 1975. 576 p.
5. Nechaev Y.N. Aviation power-plant control programs and characteristics. М.: Mashinostroenie, 1995. 400 p.
6. Jet engines theory (working process and characteristics) / B.S. Stechkin and others; edited by B.S. Stechkin. М.: Oborongiz, 1958. 534 p.
7. Aerojets theory / V.M. Akimov and others; edited by S.M.Shlyakhtenko. М.: Mashinostroenie, 1975. 568 p.
8. Aerojets theory and calculations/ V.M. Akimov and others; edited by S.M.Shlyakhtenko. М.: Mashinostroenie, 1987. 568 p.
9. Lukechev V.P., Kulagin V.V. Aerojets theory: main principles of working process. – Kuibyshev: KuAI, 1987. – 226 p.
10. Kulagin V.V. Main principles of working process of aviation gas turbine engines. – Kuibyshev: KuAI, 1975. – 115 p.
11. Kulagin V.V. Gas turbine engines joint action and characteristics. – Kuibyshev: KuAI, 1975. – 136 p.
12. Joint action of multi-shaft turbojet and bypass engine units. Characteristics. – Kuibyshev: KuAI, 1977. – 96 p.
13. Kulagin V.V. Joint action features of turbojet and bypass engine units with variable-area characteristic sections. Characteristics. – Kuibyshev: KuAI, 1980. – 85 p.
14. Kulagin V.V. Joint action features of turbojet engines with afterburning units. Characteristics. – Kuibyshev: KuAI, 1980. – 87 p.
15. Kulagin V.V. Aerojets theory: units joint action and characteristics of gas turbine engines. – Kuibyshev: KuAI, 1988. – 240 p.
16. Kulagin V.V. Gas turbine engines theory: Manual. Volume 1. Working process analysis, parameters selection and flow-path designing. М.: MAI publishing, 1994. 264 p.
17. Kulagin V.V. Gas turbine engines theory: Manual. Volume 2. Units joint action, characteristics and gas dynamic development. М.: MAI publishing, 1994. 304 p.
18. Kulagin V.V. Aviation engines and power-plants theory, calculations and design.

### References

1. Inozemtsev N.V. Aviation gas turbine engines: theory and working process. М.: Oborongiz, 1955. 352 p.
2. Klyachkin A.L. Aerojets theory. М.: Mashinostroenie, 1969. 512 p.

Manual. Gas turbine engines theory fundamentals. Volume 1. Working process and thermodynamic analysis. Volume 2. Units joint action and characteristics. M.: Mashinostroenie, 2002. 616 p.

19. Kulagin V.V. Aviation engines and power-plants theory, calculations and design. Manual. 2<sup>nd</sup> edition. Gas turbine engines theory fundamentals. Volume 1. Working process and thermodynamic analysis. Volume 2. Units joint action and characteristics. M.: Mashinostroenie, 2003. 616 p.

20. Aviation engines and power-plants theory, calculations and design. Manual. Volume 3. Primary problems. First level of designing, gas dynamic development, special characteristics and aviation engines conversion. / Kulagin V.V., Bochkaryov S.K., Goryunov I.M., Kuzmichev V.S. and others. Edited by Kulagin V.V. M.: Mashinostroenie, 2005. 464 p.

## FEATURES OF THE NEW GAS TURBINE AVIATION ENGINES THEORY COURSE

© 2009 B. G. Mingazov, V. A. Kosterin, V. L. Varsegov

Kazan State Technical University

Some features of the new gas turbine aviation engines theory course published by professor Kulagin V.V. are described.

*Aviation engines, theory course, theory, calculations, design*

### Информация об авторах:

**Мингазов Биал Галавтдинович**, доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей и энергетических установок Казанского технического университета. Тел. (843) 238-44-20. E-mail: [ming@adeu.kstu-kai.ru](mailto:ming@adeu.kstu-kai.ru). Область научных интересов: проблемы сгорания топлива в потоке и моделирование процессов в камере сгорания.

**Костерин Валентин Александрович**, доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей и энергетических установок Казанского технического университета. E-mail: [ming@adeu.kstu-kai.ru](mailto:ming@adeu.kstu-kai.ru). Область научных интересов: проблемы сгорания топлива в потоке.

**Варсегов Владислав Львович**, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей и энергетических установок Казанского технического университета. E-mail: [ming@adeu.kstu-kai.ru](mailto:ming@adeu.kstu-kai.ru). Область научных интересов: моделирование процессов в камере сгорания.

**Mingazov Bilal Galavtdinovich**, Doctor of Technical Science, professor of Kazan State Technical University chair of engines and power-plants theory. Phone: (843) 238-44-20. E-mail: [ming@adeu.kstu-kai.ru](mailto:ming@adeu.kstu-kai.ru). Area of research: in-flow fuel combustion problems, combustion chamber working process simulation.

**Kosterin Valentin Aleksandrovich**, Doctor of Technical Science, professor of Kazan State Technical University chair of engines and power-plants theory. E-mail: [ming@adeu.kstu-kai.ru](mailto:ming@adeu.kstu-kai.ru). Area of research: in-flow fuel combustion problems.

**Varsegov Vladislav Lvovich**, Candadat of Technical Science, associate professor of Kazan State Technical University chair of engines and power-plants theory. E-mail: [ming@adeu.kstu-kai.ru](mailto:ming@adeu.kstu-kai.ru). Area of research: combustion chamber working process simulation.

## ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО СНИЖЕНИЮ NO<sub>x</sub> В ТРАДИЦИОННОЙ КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТД НК-16СТ

© 2009 А. Н. Маркушин<sup>1</sup>, В. К. Меркушин<sup>1</sup>, В. М. Бышин<sup>1</sup>, А. В. Бакланов<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение»

<sup>2</sup>Казанский государственный технический университет им. А.Н.Туполева

Представлены результаты испытаний традиционной камеры сгорания с усовершенствованной конструкцией. Достигнута меньшая концентрация выбросов токсичных веществ по сравнению с серийной камерой сгорания.

*Камера сгорания, оксид азота, токсичность, эксперимент, экология*

Промышленные ГТУ большую часть своего ресурса работают на повышенных режимах (0,7...1,0) от номинального. Поэтому одной из основных экологических проблем для ГТУ является проблема снижения оксидов азота. При этом остальные составляющие вредных выбросов, такие как СО, СН, и др., должны остаться на низком уровне.

Применение той или иной концепции по снижению выбросов NO<sub>x</sub> определенным образом зависит от целей, которые видит разработчик, и затрат, которые может позволить себе заказчик.

В Российской Федерации ГОСТом 28775-90 для ГПА с газотурбинным приводом [1] допустимый уровень содержания ограничивается: NO<sub>x</sub> ≤ 150 мг/м<sup>3</sup>; СО ≤ 300 мг/м<sup>3</sup> (в отработанных газах при 0°С и 0,1013 МПа и условной концентрации кислорода 15%). К современным малотоксичным камерам сгорания, которые условно разделяют на низко- или малотоксичные камеры, предъявляются повышенные требования с различных сторон: природы, двигателя и потребителя энергии (заказчика). Низкоэмиссионные камеры сгорания (НКС) должны обеспечить NO<sub>x</sub> ≤ 100 мг/м<sup>3</sup>, а малоэмиссионные камеры сгорания (МКС) NO<sub>x</sub> ≤ 50 мг/м<sup>3</sup>.

В настоящее время известны основные концепции по организации малотоксичного горения:

– традиционные камеры сгорания диффузионного типа (трубчатая и кольцевая); Доработка КС традиционных схем характеризуется усовершенствованием диффузион-

ного процесса горения в этих камерах.

– камера по схеме “богатая смесь, резкое охлаждение, бедная смесь” (RQL); Концепция RQL (Rich - Quench- Lean): основана на низкотемпературном сжигании богатой топливовоздушной смеси (ТВС) с подачей всего топлива в первой зоне горения, быстрым смешении с оставшимся воздухом и дожиганием бедной ТВС при низкой температуре во второй зоне камер сгорания.

– камера сгорания с предварительным смешением бедной ТВС (LPP). Концепция LPP (Lean - premixed and prevaporized): основана на низкотемпературном ( $T_{пл} \leq 1800...1900$  К) сжигании предварительно перемешанной бедной топливовоздушной смеси.

Проведенный анализ различных способов организации малоэмиссионного горения, реализованных в ГТД, показал, что основным недостатком МКС являются их развитые габариты и, как следствие, большая материалоемкость, что обусловлено стремлением разработчиков обеспечить необходимую эффективность подготовки ТВС. К недостаткам можно отнести также применение усложненных систем регулирования МКС, решение проблемы запуска, предотвращения проскока и самовоспламенения смеси в зоне подготовки, надёжности горелок.

К примеру, в 1997 году фирма Дженерал Электрик была единственной в мире, имеющей на рынке в широкой эксплуатации ГТУ с  $\pi_k^* > 25$  и уровнем выбросов NO<sub>x</sub> ≤ 25 ppm. Для достижения таких результатов потребовалось более 30 лет исследований, направленных на понимание процессов об-

разования  $\text{NO}_x$  при горении предварительно перемешанной смеси, приобретения уникального опыта конструирования и доводки [2].

В отличие от концепций (LPP, RQL) модификация традиционных камер сгорания имеет ряд преимуществ: простота, надежность, десятилетиями отработанная технология проектирования, изготовления и эксплуатации, одноконтурная система подачи топлива и однозначность управления на основных режимах.

В настоящее время известны способы снижения выбросов оксидов азота в традиционных КС ГТД, реализация которых состоит в следующем:

- предельно возможное обеднение ТВС и интенсификация смешения топлива и воздуха в первичной зоне;
- предельно возможное уменьшение времени пребывания,  $\tau_{np}$ ;

На ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение» разработана низкоэмиссионная кольцевая КС для газотурбинной установки НК-16СТ мощностью 16 МВт, созданной на базе авиационного газотурбинного двигателя НК-8-2У. Во время работы над данной камерой были реализованы представленные способы снижения выхода  $\text{NO}_x$ . 3-х мерная компоновка блока камеры сгорания ГТУ НК-16СТ изображена на рис. 1. Камера состоит из корпуса 3, жаровой трубы 2, патрубков смесителей 4, газового коллектора для подачи газа к форсункам 1. Фронтное устройство 5 содержит 32 горелки частичного смешения б.

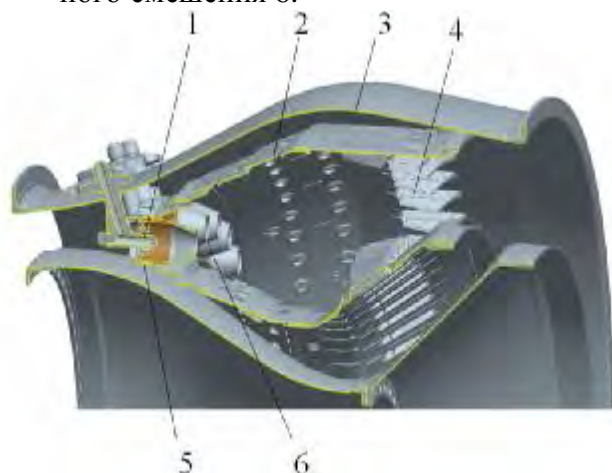


Рис.1. 3-х мерная компоновка БКС ГТУ НК-16СТ

Жаровая труба — кольцевая, малой длины, многосекционная с конвективно-плёночным охлаждением.

НКС на номинальном режиме работы газотурбинной установки НК-16СТ имеет следующие значения основных параметров:

- давление воздуха на входе в КС:  
 $P_k^* = 8,85 \text{ кгс/см}^2$ ;
- температура воздуха на входе в КС:  
 $T_k^* = 581\text{К}$ ;
- коэффициент избытка воздуха на выходе из КС:  $\alpha = 5,1$ .

В конструкции НКС во фронтном устройстве были установлены конфузورные горелки частичного смешения (ГЧС), вместо серийных диффузорных горелок. ГЧС обеспечивают более интенсивное выгорание топлива, что позволило укоротить жаровую трубу (ЖТ) с 0,575м до 0,347м (за точку отсчета взята плоскость фронтного устройства) на 38,5%, а следовательно, уменьшить время пребывания  $\tau_{np}$  продуктов сгорания с 11 до 7 мс и за счет этого снизить выбросы  $\text{NO}_x$ . Влияние  $\tau_{np}$  на эмиссию  $\text{NO}_x$  в зависимости от состава смеси представлено на рис.2., где наблюдается существенное снижение уровня выбросов оксида азота в камере с меньшим временем пребывания газа.

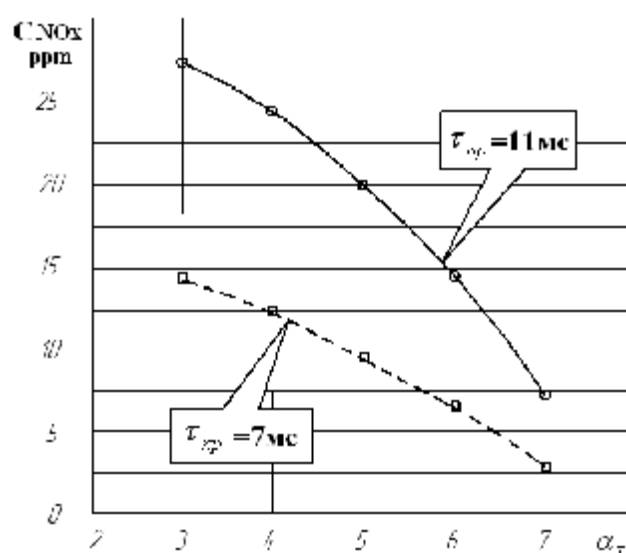


Рис.2. Влияние  $\tau_{np}$  на эмиссию  $\text{NO}_x$  при различных  $\alpha$ ,  
 $T_k^* = 500 \text{ К}$ ,  $P_k^* = 0,1 \text{ МПа}$

Наряду с этим, в зону горения НКС, было подведено большее количество воздуха по сравнению с серийной КС, что осуществ-

лялось за счет уменьшения проходных сечений патрубков смесителей в зоне смешения и организации дополнительного ряда отверстий в зоне горения. Дополнительная масса воздуха способствовала снижению уровня температур в зоне горения, что повлияло на снижение выхода NOx, так как большая часть NOx формируется в зоне высоких температур. Следовательно, снижение температуры в зоне горения, так же как и уменьшение  $\tau_{np}$  привело к подавлению образования оксидов азота.

Сравнение основных геометрических параметров и характеристик ЖТ серийной КС и НКС представлены в табл. 1.

Определение основных параметров КС, выполнялось с помощью инженерного расчета.

По длине ЖТ происходит распределение смешиваемого воздуха в соответствии с изменением площадей отверстий подвода вторичного воздуха, которое определяется соотношением:

$$\overline{F_i(x)} = \frac{F_i(x)}{F_\Sigma}, \quad (1)$$

где  $F_\Sigma$  – суммарная площадь всех отверстий в ЖТ,  $F_i(x)$  - площадь отверстий в  $i$ -м поясе. Распределение относительных площадей отверстий по длине ЖТ серийной и НКС представлено на рис.3.

Коэффициент избытка воздуха в учитываемой зоне, можно оценить следующим образом:

$$\alpha_i = \frac{F_i(x) \cdot \Delta G_g}{L_0 \cdot G_T} \quad (2)$$

где  $\Delta G_B = \frac{G_g}{F_\Sigma}$ ;

$G_T, G_g$  - расход топлива и воздуха, известные параметры двигателя.

Говоря об окислах азота, принято обозначать их как NOx. Известно, что камерами сгорания в основном выбрасываются окись азота NO и двуокись азота NO<sub>2</sub>.

Таблица 1 - Сравнение основных геометрических параметров и характеристик ЖТ серийной КС и НКС

Геометрические и режимные параметры	Обозначения	Значения параметров	
		Серийная КС	НКС
Длина ЖТ	$L_{жс}$	0,575 м	0,347 м
Высота ЖТ	$H_{жс}$	0,235 м	0,210 м
Относительная длина ЖТ	$L_{жс}/H_{жс}$	2,44	1,65
Длина газосборника	$L_\Gamma$	0,17м	0,097 м
Число горелочных устройств	$n_\Gamma$	32	
Суммарная площадь всех имеющихся отверстий ЖТ	$F_\Sigma$	0,175 м <sup>2</sup>	
Суммарная площадь воздухоподводящих отверстий	$F_{\Sigma omе}$	0,0823 м <sup>2</sup>	0,091 м <sup>2</sup>
Суммарная площадь охлаждающих каналов	$F_{\Sigma охл}$	0,0927 м <sup>2</sup>	0,084 м <sup>2</sup>
Относительная площадь отверстий	$F_{\Sigma omе}/F_\Sigma$	0,47	0,52
Относительная площадь охлаждающих каналов	$F_{\Sigma охл}/F_\Sigma$	0,52	0,48
Относительная скорость на входе в камеру	$\lambda_\kappa$	0,28	
Вес жаровой трубы	$G_K$	98 кг	80 кг
Высота щелей охлаждения	$h_{щ}$	1,5-2	1,5-3
Число секций ЖТ	$n_c$	6	4
Длина секций охлаждения ЖТ		0,075-0,085	
Полнота сгорания топлива на максимальном режиме	$\eta_\Gamma$	0,99	

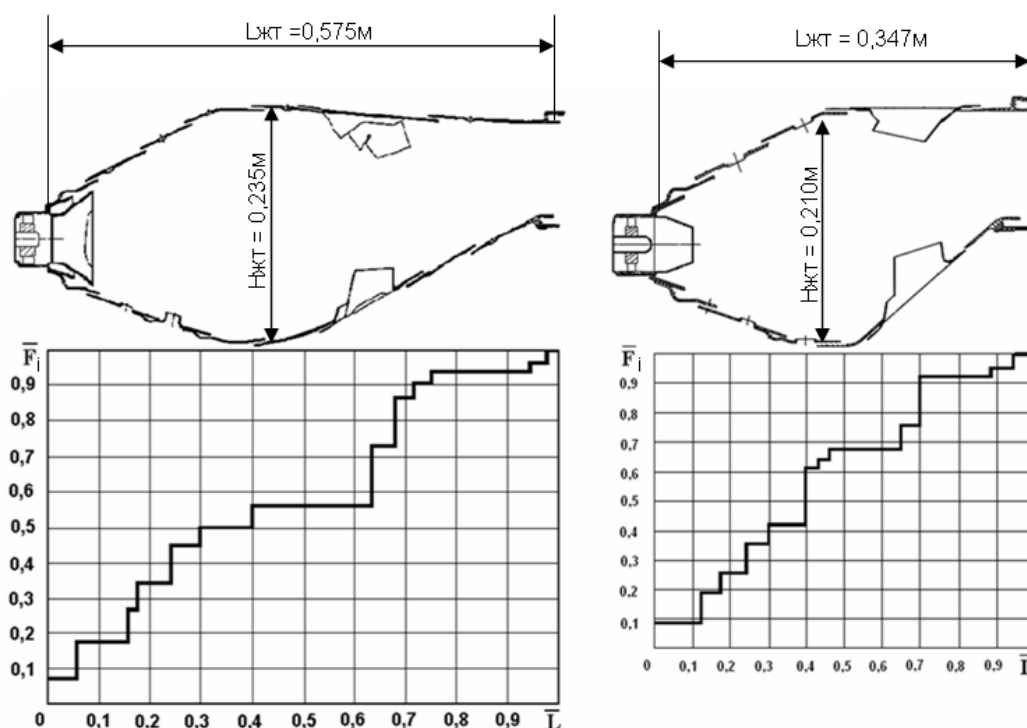


Рис. 3. Схема жаровой трубы серийной и низкоэмиссионной камеры сгорания двигателя НК-16СТ и распределение относительных площадей отверстий по их длине

При сжигании традиционных топлив NO образуется зачастую в результате окисления азота воздуха и в наиболее высокотемпературных областях камер сгорания. При этом принято выделять основные механизмы:

- термический (механизм Зельдовича) – непосредственное окисление азота кислородом в высокотемпературных зонах;
- «быстрый» – через реакции  $N_2$  с углеводородными радикалами;

Согласно расчетным исследованиям, выполненным в работе [3] было выявлено, что доля «быстрых» NO, образующихся в КС ГТД незначительна и составляет от 0,1 до 0,2% от общего выхода NOx. Поэтому целесообразно вести расчет выхода NOx в зоне высоких температур по термическому механизму Я.Б. Зельдовича. Для этого необходимо знать температуру газа в зоне горения. Ее можно определить следующим выражением [4]:

$$T_{Г}^* = T_{К}^* + \frac{Hu \cdot \eta}{c_{pГ}(1 + \alpha \cdot L_0)}, \quad (3)$$

где  $c_{pГ}$  – средняя теплоемкость газа при постоянном давлении;  $c_{pГ} = 1,16596$  кДж/кгК;  $Hu$  – низшая теплотворная способность (для метана  $Hu = 50000$  кДж/кг);  $\alpha$  – коэффициент

та избытка воздуха в рассчитываемой области;  $T_{К}^*$  – температура перед компрессором, К.

В работе [5], для проведения инженерного расчета представлено выражение, полученное на основе кинетического уравнения Я.Б. Зельдовича, связывающего концентрацию образовавшихся оксидов азота при горении однородной смеси:

$$NO = 3,84 \cdot 10^{14} e^{-65000/T_{Г}^*} \times \sqrt{p_B/T_{Г}^*} \tau_{np} (1,1/\alpha_{\Sigma})^{1,7}, \quad (4)$$

где  $p_B$  – давление воздуха на входе в КС;

$T_{Г}^*$  – температура газа в зоне горения;  $\tau_{np}$  – время пребывания газов в камере.

Таким образом,

$$C_{NO_x} = f_1(T_{Г}^*, p_B, \tau_{np}, \alpha_{\Sigma})$$

Значения, здесь рассчитываются в объемных процентах, но зная, что  $NO_x - 1 \text{ ppm} = 1 \cdot 10^{-4} \% = 2,054 \text{ мг/м}^3$ , можно определить выбросы  $NO_x$  в любой удобной единице измерения.

Среднее время пребывания газа в КС определяется зависимостью:

$$\tau_{np} = \frac{V_{жс} P_{К}^*}{R_B T_{К}^* G_B}, \quad (5)$$

где объем ЖТ КС определяется выражением  $V_{жс} = \pi d_{ср} H_{жс} L_{жс}$  ( $d_{ср}$  – средний диаметр ЖТ;  $H_{жс}$  – высота кольцевой ЖТ;  $L_{жс}$  – длина ЖТ).

Приближенная оценка полноты сгорания  $\eta = 1 - 0,8k_v^2$  осуществлялась с помощью параметра форсировки  $k_v$ , впервые предложенным В.Е Дорошенко[6]:

$$k_v = \frac{G_B}{P_K^{*1,25} T_K^* V_{жс}} \quad (6)$$

Результаты расчета для НКС:  $NO_x = 87,5 \text{ мг/нм}^3$ ,  $\tau_{ПР} = 7 \text{ мс}$ ,  $\eta = 0,992$ .

Данные, полученные по результатам расчета, позволили приближенно оценить изменение основных параметров КС.

Исследования спроектированной НКС осуществлялись на автономном стенде, который обеспечивает в КС, на режимах испытаний: параметры воздуха, газа и топлива, требуемые техническими условиями (ТУ): температура воздуха на входе в мерный участок стенда  $t_{вх} = 200^\circ\text{C}$ , скорость воздуха  $C_{вх} = 115 \text{ м/с}$ , средний коэффициент избытка воздуха в КС  $\alpha_\Sigma = 5$ .

Во время стендовых испытаний КС, производилась оценка пусковых, срывных характеристик и контроль заданной радиальной и окружной эпюр неравномерности поля температуры газа в выходном сечении.

По результатам испытаний, после доводки, фактические величины окружной неравномерности и радиального поля температур соответствовали нормам ТУ на серийную КС. Поэтому дальнейшие работы по НКС были проведены в составе полноразмерного двигателя НК-16СТД: отработаны запуск, выход на режимы частичной и полной мощности, так же произведен замер эмиссии токсичных веществ.

Параметры эмиссионных характеристик по оксидам азота  $NO_x$  и углерода  $CO$ , на некоторых режимах работы газотурбинной установки приведены на рис. 4.

В спроектированной КС на максимальном режиме работы установки  $Ne=16 \text{ МВт}$ , эмиссия  $NO_x$  приведенная к концентрации кислорода 15% составила  $C(NO_x)_{ном}^{15\% O_2} =$

$96 \text{ мг/м}^3$ , что удовлетворяет требованиям, предъявляемым к НКС. Следует отметить, что концентрация  $CO$ , в НКС, так же не превысила допустимых ГОСТом значений.

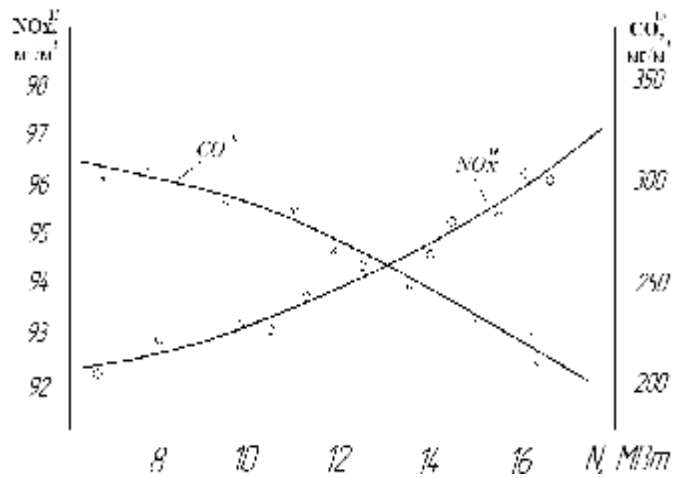


Рис.4. Зависимость концентрации  $CO$  и  $NO_x$  от замеренной мощности установки

Данные по концентрации  $CO$  и  $NO_x$  при максимальном режиме работы  $Ne=16 \text{ МВт}$ , для двух типов КС - серийной и низкоэмиссионной, представлены в табл. 2.

Таблица 2- Концентрации  $CO$  и  $NO_x$  для двух типов КС

Тип КС	Выбросы, единицы $\text{мг/нм}^3$	
	$C(CO)_{ном}^{15\% O_2}$	$C(NO_x)_{ном}^{15\% O_2}$
Серийная	340	147
Низкоэмиссионная	230	96

На рис. 5. показана НКС 2 ГТУ НК-16СТ в сравнении с традиционной КС 1. Откуда видно, что переход от серийной КС к низкоэмиссионной не потребовал изменения конструкции других узлов двигателя. Не было необходимости менять систему подачи топлива и создавать сложную систему регулирования воздуха.

В промежутке между последней ступенью компрессора и диффузором КС была установлена проставка, предназначенная для транспортировки сжатого воздуха к КС. Сокращение длины КС, в перспективе, позволяет добавить дополнительную ступень КВД. Тем самым увеличить  $\pi_k$  компрессора, а следовательно, повысить мощность и КПД ГТУ.

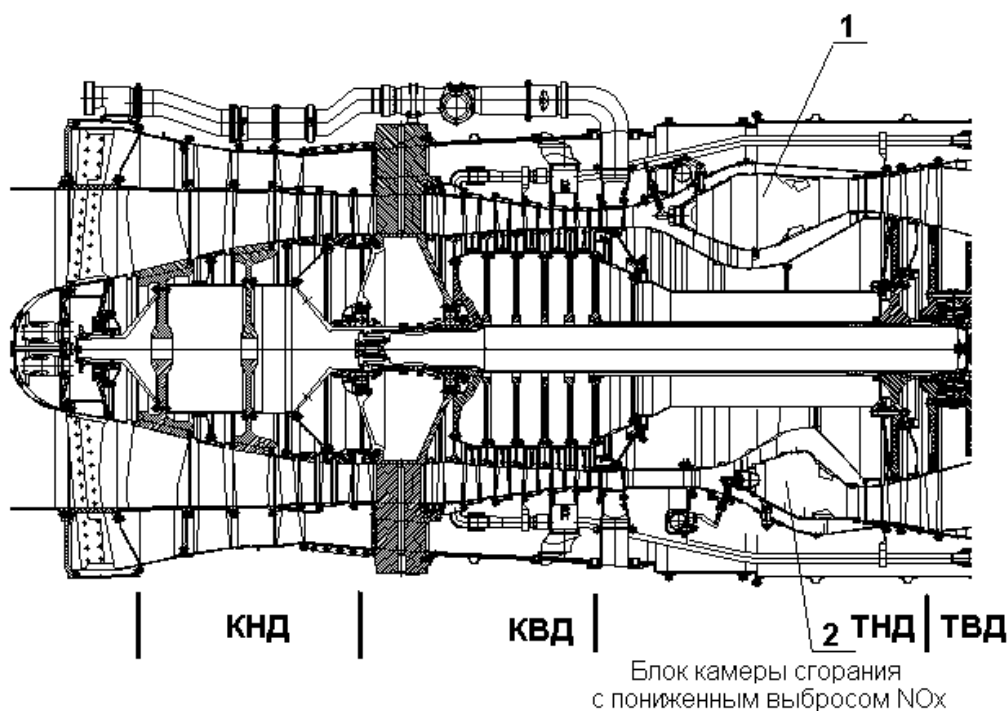


Рис. 5. Схема ГТУ НК-16СТ: 1 – традиционная камера сгорания; 2 – низкоэмиссионная камера сгорания

#### Выводы

В настоящее время спроектирована и испытана КС с пониженными выбросами NOx. Результаты испытаний показали, что данная камера удовлетворяет всем основным характеристикам, предъявляемым к серийной КС и соответствует современным требованиям, предъявляемым к НКС. Представленные в работе конструкторские решения показали свою эффективность и целесообразность. Камеру, после ресурсной отработки можно рекомендовать для применения на серийных двигателях НК-16СТ, НК-16-18СТ и опытного двигателя НК-16-20СТ.

#### Библиографический список

1. ГОСТ 28775-90 "Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Общие технические условия". Госстандарт, М., 1991.
2. Постников А. М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ. Самара. Изд-во Самарского научного центра РАН; 2002. 286с.
3. Куценко Ю.Г. Численные методы оценки эмиссионных характеристик камер сгорания газотурбинных двигателей. Екатеринбург-Пермь: УрО РАН, 2006.
4. Мингазов Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2004. 220 с.

5. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1984. 280с.

6. Гриценко Е.А и др. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей. – Самара: СНЦ РАН, 2002.-527с.

#### References

1. State standard 28775-90 Gas pumping units driven with gas turbine. General specifications. M.: Standartinform, 2005. p 12.
2. Postnikov A.M. Decrease nitrogen oxide in exhaust gases GTP. Samara: The Samara centre of science of the Russian Academy of Sciences, 2002.p 286.
3. Kutchenko Yu.G. Numerical methods an estimation of emission characteristics of combustion chambers of gas turbine engines. Ekaterinburg-Perm, The Ural branch of the Russian Academy of Sciences
4. Mingazov B.G. Combustion chambers of gas turbine engines. Kazan: Publishing house of the Kazan state technical university, 2004. p 220.
5. Pchelkin Yu.M. Combustion chambers of gas turbine engines. M.: Mashinostroenie, 1984. p 280.
6. Gritcenko E.A. and others. Some questions of designing aviation gas turbine engines. Samara: The Samara centre of science of the Russian Academy of Sciences, 2002.-p 527.



## TECHNICAL SOLUTIONS OF NO<sub>x</sub> DECREASE IN TRADITIONAL COMBUSTION CHAMBER OF GTE NK-16ST

© 2009 A. N. Markushin<sup>1</sup>, V. K. Merkushev<sup>1</sup>, V. M. Byshin<sup>1</sup>, A. V. Baklanov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Joint-Stock Company «Kazan motor building production association»

<sup>2</sup>Kazan State Technical University

The results of traditional combustion chamber with modified construction examinations are presented. Decreased concentration of toxic agents emissions in comparison with serial combustion chamber is reached.

*The combustion chamber, the lowered level of emission, experimental research*

### Информация об авторах

**Маркушин Андрей Николаевич**, главный конструктор Казанского моторостроительного производственного объединения. E-mail: [AMarkushin@kmpo.ru](mailto:AMarkushin@kmpo.ru). Область научных интересов: разработка и производство газотурбинных двигателей.

**Меркушин Валентин Константинович**, ведущий инженер–конструктор отдела главного конструктора Казанского моторостроительного производственного объединения. E-mail: [AMarkushin@kmpo.ru](mailto:AMarkushin@kmpo.ru). Область научных интересов: проектирование камер сгорания ГТД.

**Бышин Владимир Михайлович**, главный специалист отдела главного конструктора Казанского моторостроительного производственного объединения. E-mail: [AMarkushin@kmpo.ru](mailto:AMarkushin@kmpo.ru). Область научных интересов: низкоэмиссионное сжигание топлив в камерах сгорания ГТД.

**Бакланов Андрей Владимирович**, аспирант Казанского государственного технического университета. E-mail: [andreybaklanov@bk.ru](mailto:andreybaklanov@bk.ru). Область научных интересов: горение в турбулентном потоке, моделирование, исследование.

**Markushin Andrey Nikolaevich**, The main designer of Joint-Stock Company «Kazan motor building production association». E-mail: [AMarkushin@kmpo.ru](mailto:AMarkushin@kmpo.ru). Area of research: development and manufacture gas turbine engines.

**Merkushin Valentin Konstantinovich**, The leading engineer-designer of Department of the main designer of Joint-Stock Company «Kazan motor building production association». E-mail: [AMarkushin@kmpo.ru](mailto:AMarkushin@kmpo.ru). Area of research: Designing of combustion chambers of GTE.

**Byshin Vladimir Mihailovich**, The main expert of Department of the main designer of Joint-Stock Company «Kazan motor building production association». E-mail: [AMarkushin@kmpo.ru](mailto:AMarkushin@kmpo.ru). Area of research: fuel burning with low level of emission in combustion chambers of GTE.

**Baklanov Andrey Vladimirovich**, The post-graduate student of Kazan State Technical University. E-mail: [andreybaklanov@bk.ru](mailto:andreybaklanov@bk.ru). Area of research: Burning in a turbulent stream, modelling.

УДК 621.431.75

## ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРНОЙ РАСЧЕТНОЙ СЕТКИ МЕЖЛОПАТОЧНОГО КАНАЛА ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ В ПРОГРАММЕ GAMBIT

© 2009 Н. В. Батурич, О. В. Батурич, В. Н. Матвеев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрено формирование структурной расчетной конечно-элементной сетки межлопаточного канала осевой турбины в программе *Gambit*. Указаны возможные способы построения расчетной модели в программе, проведен анализ, на основе которого предложен новый способ, позволяющий создать более качественную структурную сетку, тем самым, повысить точность расчета.

*Метод конечных элементов, сетка, расчетная модель, межлопаточный канал, турбина*

Одним из способов ускорения проектирования и газодинамической доводки проточной части турбины является автоматизация расчетов, которая позволяет проследить влияние изменения конструктивных и режимных параметров на эффективность работы турбины в целом либо ее отдельных элементов. Метод контрольных объемов, широко применяющийся в последнее время для решения задач газовой динамики, идеально подходит как средство проведения подобных расчетов. Типовой процесс расчета можно разделить на три этапа:

1. Построение расчетной сетки с заданием свойств рабочего тела и граничных условий;
2. Расчет течения газа;
3. Анализ полученных результатов.

В связи с тем что в большинстве случаев поток в межлопаточном канале турбины является турбулентным, трансзвуковым, с большим углом поворота, к качеству создаваемой сетки предъявляются повышенные требования, которые фактически исключают применение неупорядоченной тетраэдральной сетки и приводят к необходимости использования структурированной гексаэдральной сетки. Это значительно усложняет процесс разбиения расчетной области на конечные элементы (КЭ).

Данная статья посвящена первому этапу процесса газодинамического расчета, который является одним из важнейших этапов, поскольку от качества создаваемой сетки зависит точность расчета.

Формирование расчетной сетки производилось в рамках задачи по исследованию потока спроектированной одноступенчатой турбины высокого давления перспективного двигателя НК-600 с помощью программы численного моделирования *Fluent*.

Модель турбины была построена в программе *Unigraphics* и экспортирована в программу *Gambit* (рис.1, 2), где и осуществлялось построение расчетной модели. В программе *Gambit* возможны два способа построения расчетной области и разбиение ее на КЭ.

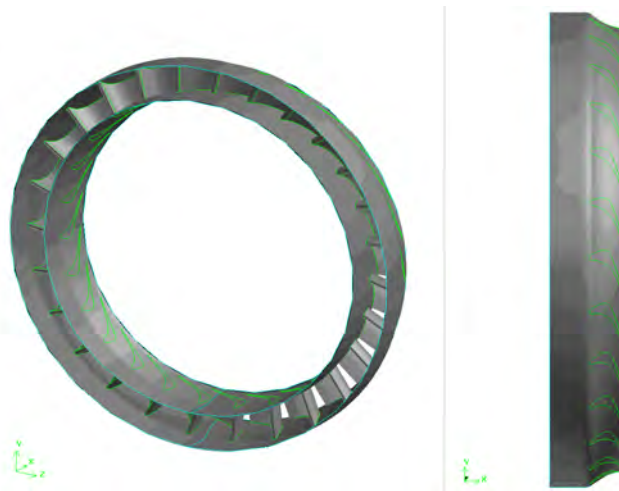


Рис. 1. Модель СА турбины ВД перспективного двигателя НК-600

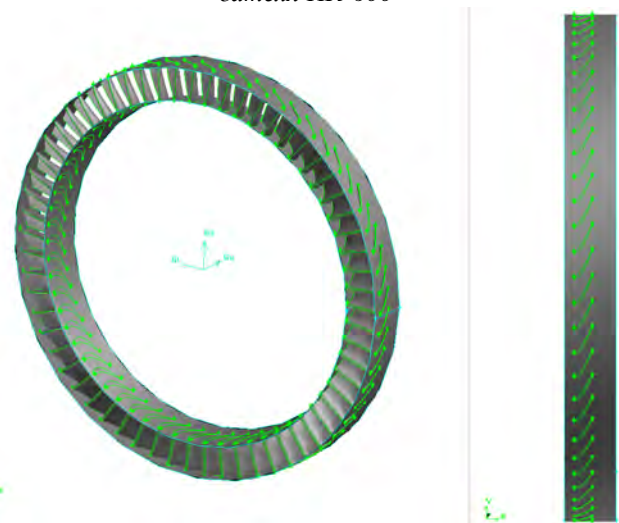


Рис. 2. Модель РК турбины ВД перспективного двигателя НК-600

**Первый способ.** Создание расчетной области посредством обычных операций вырезания и рассечения плоскостями. В данном случае расчетная область может быть построена как по стенкам лопаток (рис.3), так и по срединной поверхности лопатки (рис.4).

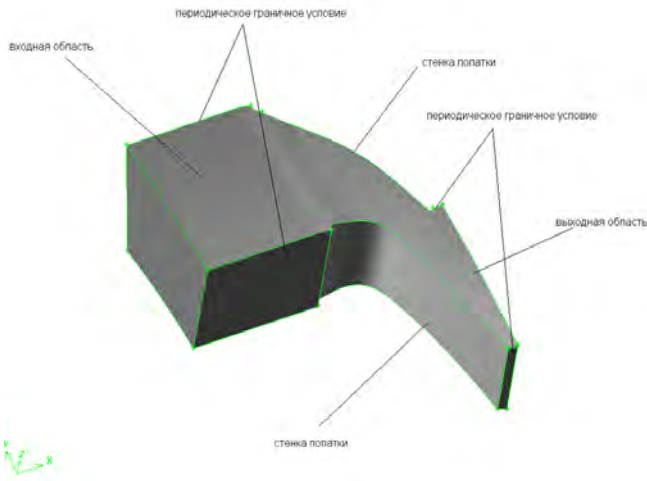


Рис. 3. Расчетная область межлопаточного канала соплового аппарата (СА) образованная стенками лопаток

В случае создания расчетной модели по стенкам лопаток, периодическое граничное условие накладывается на боковые поверхности входной и выходной областей.

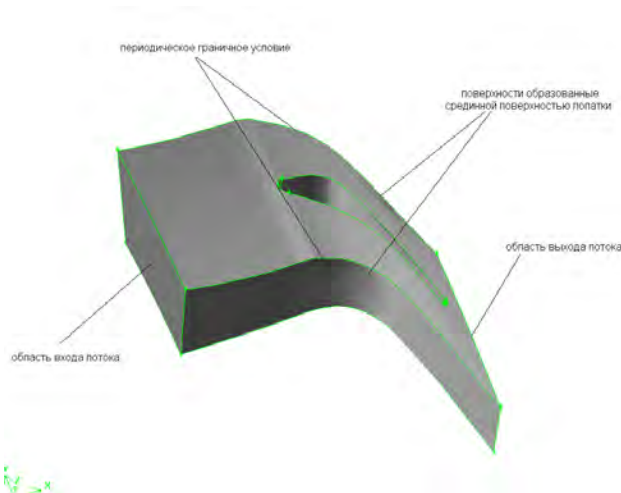


Рис. 4. Расчетная область межлопаточного канала СА образованная срединной поверхностью лопатки

При создании расчетной области по срединной поверхности лопатки, путем поворота ее на угол  $\frac{360^\circ}{2z_d}$  по обе стороны лопатки, периодической границей будут яв-

ляться боковые поверхности, образованные с помощью этих срединных поверхностей.

Недостатками данного способа являются:

- сложность создания структурной КЭ сетки;
- большие затраты времени на создание модели.

Возникают ситуации, когда расчетная область построена, а сетку нужного качества получить не удастся. Тогда приходится перестраивать расчетную модель, соответственно заново выполнять все действия построения с самого начала, что занимает достаточно много времени.

**Второй способ.** Создание расчетной модели с помощью *Gambit Turbo*, являющейся одной из опций инструментальных средств программы *Gambit*. *Gambit Turbo* позволяет моделировать течение рабочего тела в вентиляторах и турбокомпрессорах. Целью данной опции является построение расчетной области и разбиение ее на КЭ. *Gambit Turbo* позволяет создавать расчетную область по срединной поверхности лопатки.

Для реализации целей моделирования в *Gambit Turbo* в элементе лопаточной машины выделяется три основных компонента (рис. 5):

- Casing (наружная оболочка);
- Blades (лопатки);
- Hub (втулочная оболочка).

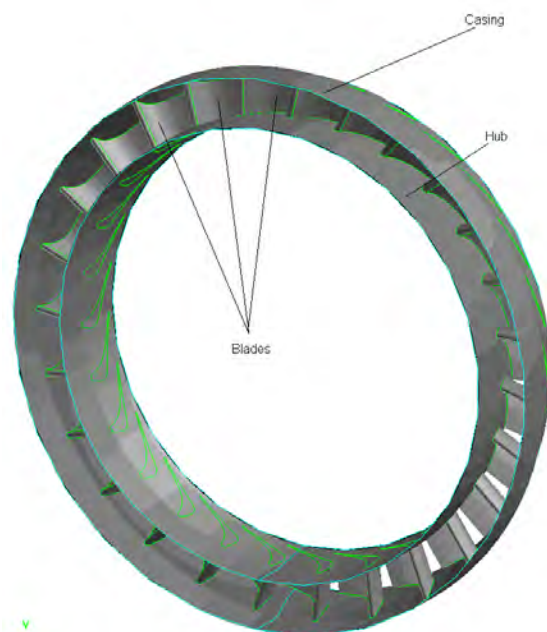


Рис. 5. Компоненты *Gambit Turbo*

Компоненты втулочной и наружной оболочки определяют внутреннюю и наружную радиальные границы расчетной области. Лопатки закреплены во втулке и осуществляют взаимодействие с потоком, направляя и перемещая его.

Функции *Gambit Turbo* позволяют выполнять следующие операции:

- задавать геометрию и местоположение втулочной и наружной оболочек;
- определять геометрию лопаток;
- создавать *turbo* объем – модель представляющую собой область потока, ограниченную поверхностью лопаток;
- назначать типы зон на поверхностях *turbo* объема;
- разбивать *turbo* объем на составляющие части по определенному шаблону с целью облегчения разбиения на КЭ;
- выполнять разбиение *turbo* объема стандартными операциями *Gambit*;
- отображать расчетную области в различных видах.

Второй способ значительно упрощает и ускоряет процесс создания расчетной модели, однако существует и ряд недостатков. Одним из основных недостатков является то, что *Gambit turbo* позволяет создавать структурную КЭ сетку только *H* – типа, недостатком которой является скошенность ячеек вблизи круглых кромок и в межлопаточных каналах со значительным поворотом потока (рис.6), что повышает погрешность аппроксимации.

Для устранения указанных недостатков предлагается применить комбинацию вышеизложенных способов.

Предлагаемый способ создания расчетной модели межлопаточного канала осевой турбины перспективного двигателя НК-600 будет проиллюстрирован на примере соплового аппарата (СА).

### 1. Задание исходной геометрии модели СА

На данном этапе создания расчетной области осуществляется импорт объемной модели СА в программу *Gambit* и подготовка ее для модуля *Gambit turbo*. (рис. 7).

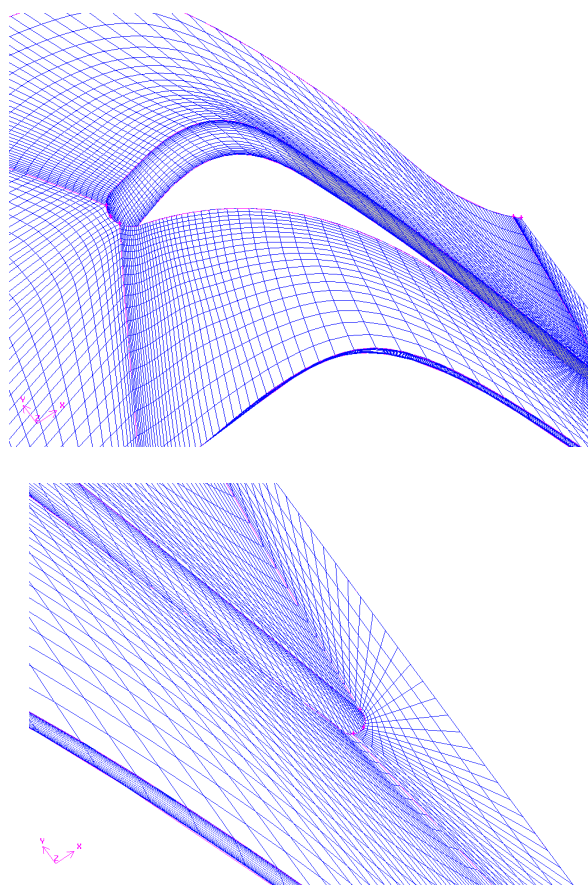


Рис. 6. Расчетная модель межлопаточного канала турбины с сеткой *H* – типа

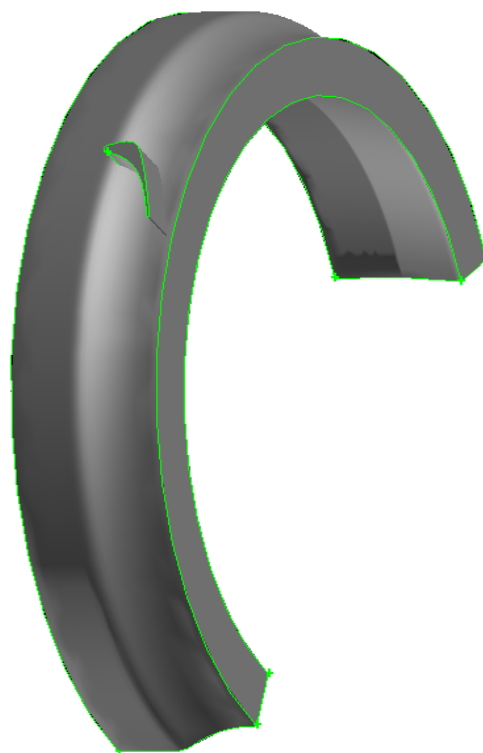


Рис. 7. Исходная твердотельная модель СА

## 2. Формирование каркаса модели СА и создание секущей поверхности

По заданным линиям, которые описывают геометрию и местоположение втулки, наружной оболочки и лопатки (рис. 8), осуществляется формирование каркаса модели СА (рис. 9). Следует отметить, что если лопатка непостоянного сечения и сильно изогнута, двух профилей для построения точной геометрии недостаточно. С целью получения требуемой геометрии лопатки необходимо кроме двух основных сечений (втулка, периферия) три или четыре дополнительных сечения в зависимости от кривизны и сложности модели лопатки.

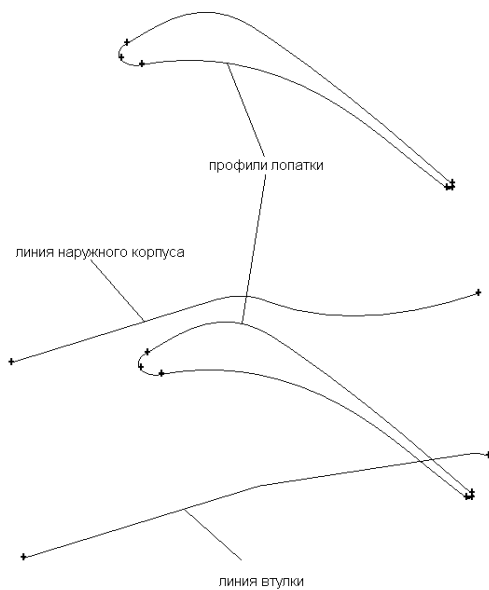


Рис. 8. Подготовка модели для модуля Gambit turbo

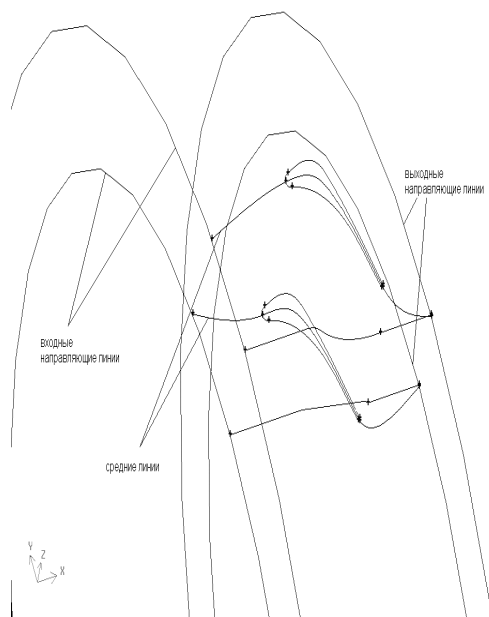


Рис. 9. Формирование каркаса модели СА

Далее формируется секущая поверхность (рис. 10), входная часть, которой соответствует срединной поверхности профиля лопатки, выходная часть поверхности плоская, направленная под углом 15...20°, для детального описания выходной кромки.

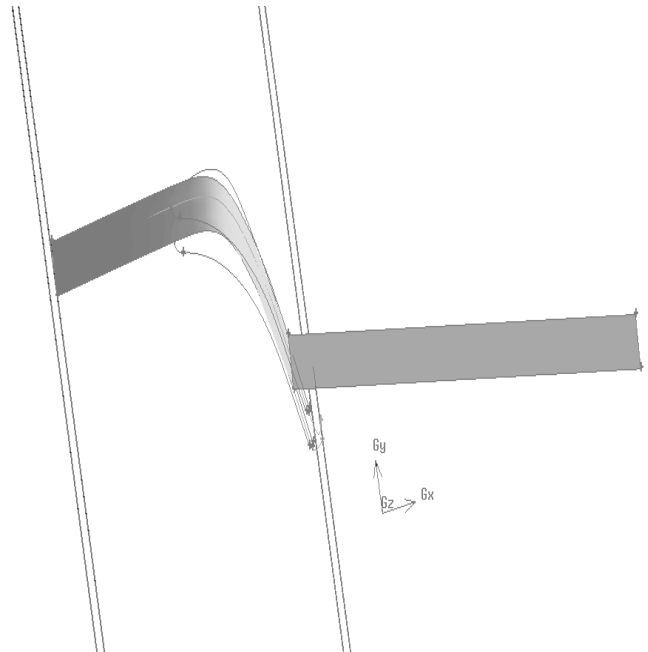


Рис. 10. Создание секущей плоскости

## 3. Создание расчетной области

Создание расчетной области межлопаточного канала осуществляется путем поворота секущей поверхности на угол  $\frac{360^\circ}{2z_{л}}$  по обе стороны лопатки (рис.11). Периодической границей будут являться поверхности, образованные этими секущими поверхностями.

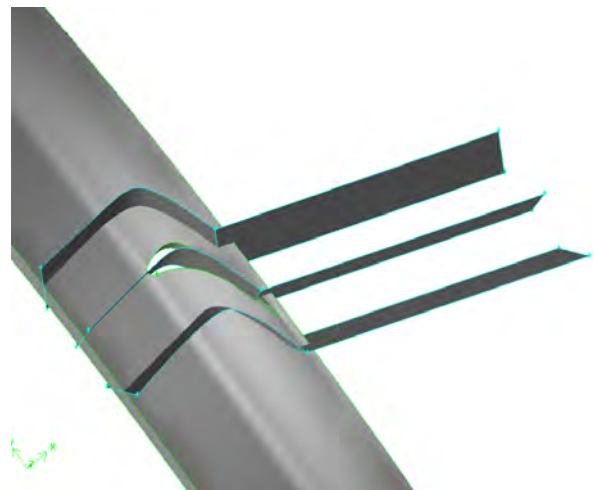


Рис. 11. Формирование расчетной области

#### 4. Назначение типов зон или наложение граничных условий

На данном этапе задаются поверхности или группа поверхностей (рис.13), включающие в себя стандартные turbo зоны, например, такие как hub (втулка) или casing (наружная оболочка), на заданные поверхности будут наложены граничные условия.

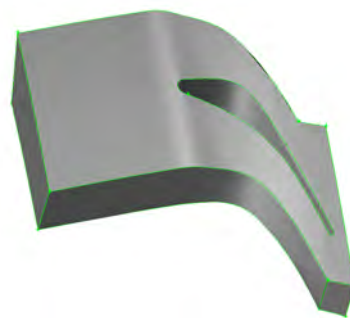


Рис. 12. Расчетный объем

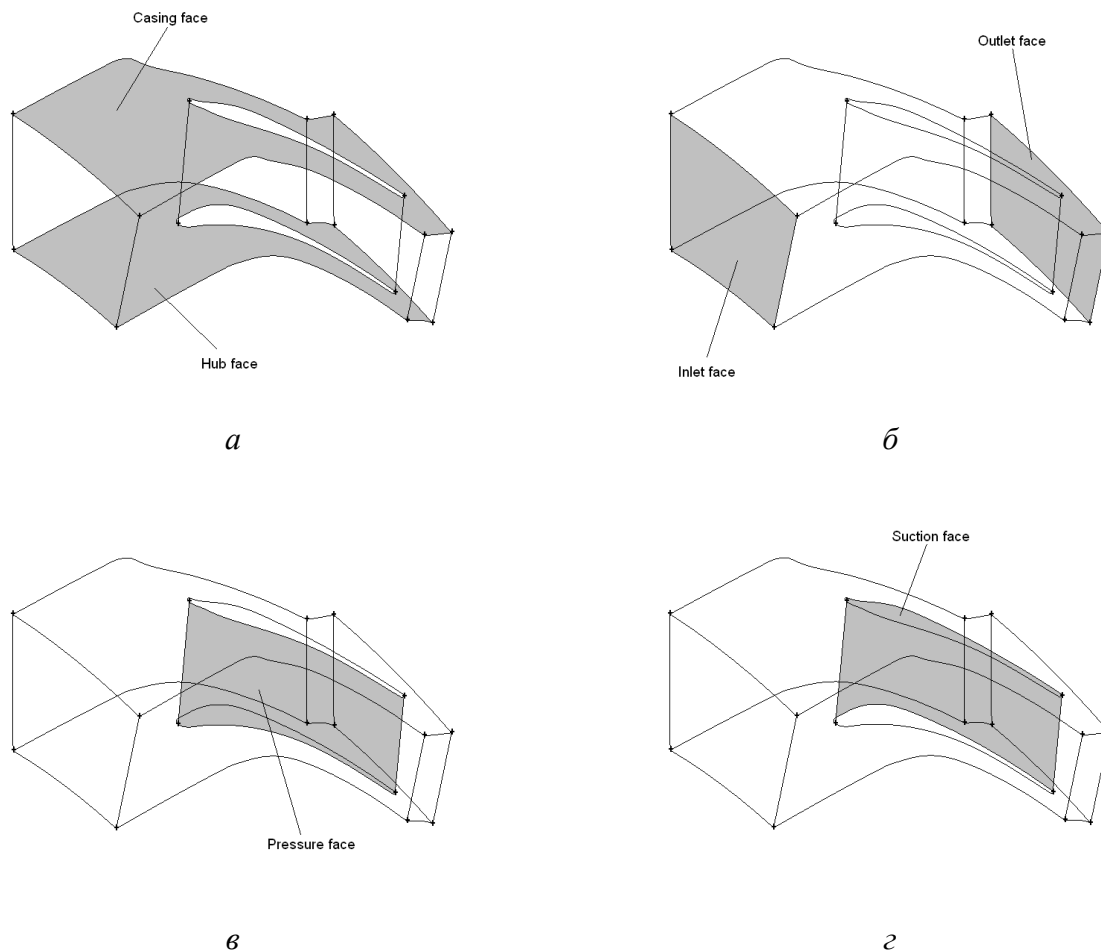


Рис. 13. Назначение типов зон:  
 а) поверхности втулки и наружной оболочки; б) поверхности входа и выхода потока; в) поверхность давления; г) поверхность разряжения

#### 5. Декомпозиция расчетной области

Декомпозиция – это разбиение расчетной области на составные объемы, каждый из которых может быть разбит на КЭ отдельно. Данная операция позволяет облегчить создание структурной гексаэдральной сетки в расчетной области СА.

Модуль *Gambit turbo* осуществляет декомпозицию по заложенному в программе

шаблону (рис.14). Для того, чтобы построить качественную структурную сеть данного разбиения недостаточно. В связи с этим помимо стандартного разбиения *Gambit turbo* необходимо дорабатывать дополнительные плоскости (рис.15), при помощи которых будет осуществляться доразбиение получившихся объемов.

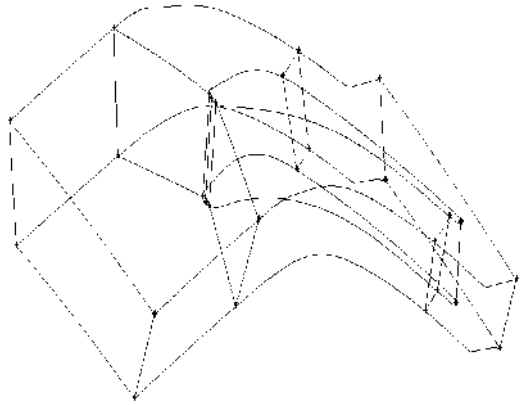


Рис. 14. Декомпозиция расчетной модели с помощью модуля Gambit turbo

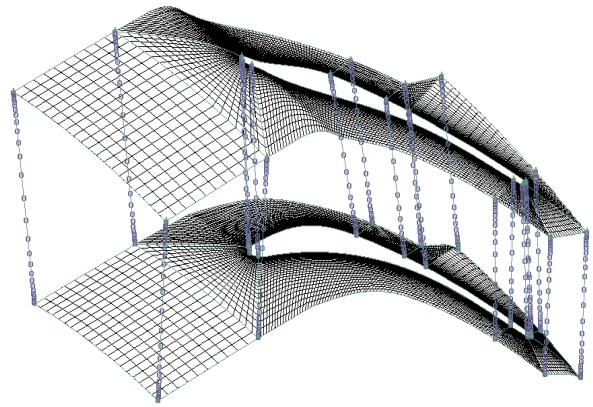


Рис. 17. Разбиение поверхностей расчетной области

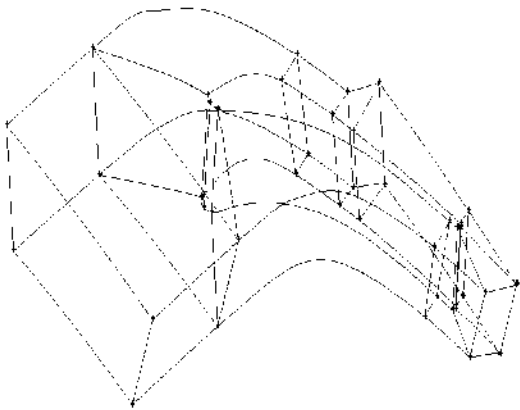


Рис. 15. Доразбиение расчетной области

### 6. Построение КЭ сетки расчетной области

Процесс разбиения расчетной области на КЭ строится на последовательном разбиении линий (рис.16), поверхностей (рис.17) и объемов (рис.18). При этом допускается разбиение не всех линий, а только тех которые требуют определенного разбиения.

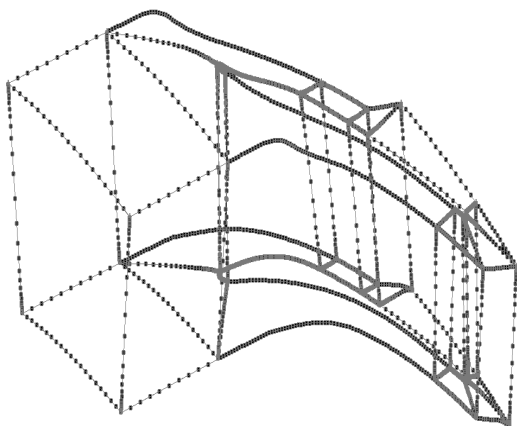
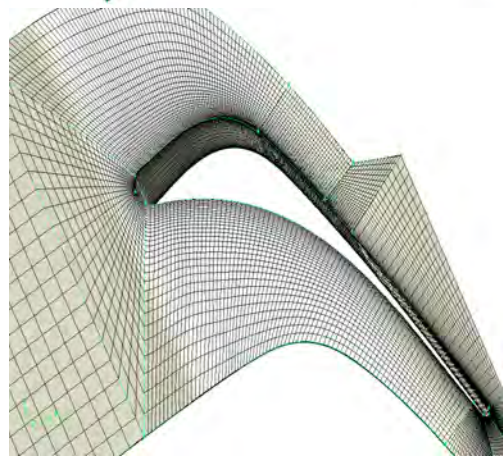
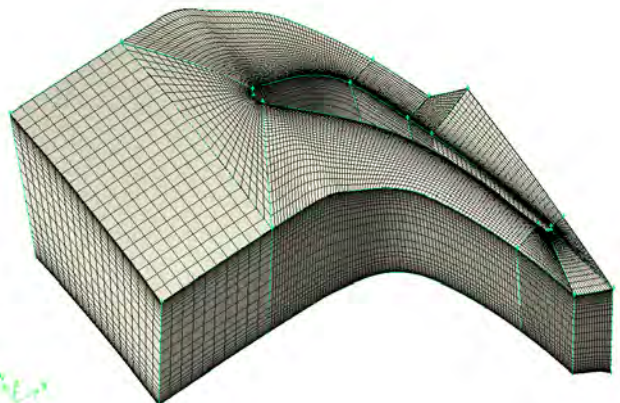


Рис. 16. Разбиение линий

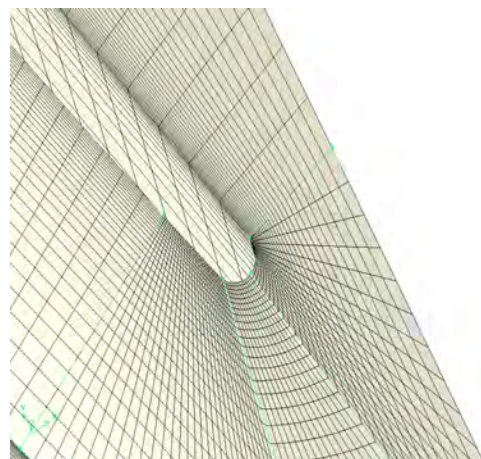


Рис. 18. Расчетная модель межлопаточного канала СА с наложенной структурной КЭ сеткой

Необходимо увеличивать число элементов в зоне рядом с твердыми телами (лопатка, втулка, наружная оболочка) для адекватного моделирования пограничного слоя, а также в зоне горла лопатки, на входной и выходной кромках для получения более точной картины течения потока.

В результате разбиения расчетной области на КЭ получаем комбинированную сетку  $H$  и  $O$  типа. Такой тип сетки улучшает качество расчетной модели, исключая скошенность ячеек вблизи круглых кромок и в межлопаточном канале, получаемую при разбиении расчетной области  $H$  сеткой с помощью *Gambit turbo*. Тем самым удается из-

бежать основного недостатка второго способа, сохраняя скорость создания модели.

Таким образом, данный способ построения структурной гексаэдральной сетки позволяет создавать различные комбинации типов сеток, таких как  $H-O$ ,  $O-C$ , которые наиболее точно описывают геометрию межлопаточного канала турбины и позволяют получать более точные решения при определении распределений параметров потока в лопаточных венцах.

#### Библиографический список

1. Fluent. Inc/gambit 2.3.16/help/html/ modeling\_guide/tools\_turbo\_create\_profile.

## FORMATION OF A STRUCTURAL CALCULATED MESH THE PASSAGE BLADE OF THE AXIAL TURBINE IN PROGRAM *GAMBIT*

© 2009 N. V. Baturin, O. V. Baturin, V. N. Matveev

Samara State Aerospace University

Article is devoted to a formation of a structural calculated finite element mesh of the passage blade of the axial turbine in program *Gambit*. Possible ways of construction of calculated model in the program are considered, the analysis on basis of what the new way allowing to create a better structural mesh has been offered, thereby to raise accuracy of calculation.

#### Информация об авторах

**Батурин Николай Витальевич**, аспирант Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [nik-o-las@mail.ru](mailto:nik-o-las@mail.ru). Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

**Батурин Олег Витальевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [udet@mail.ru](mailto:udet@mail.ru). Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, агрегаты наддува.

**Матвеев Валерий Николаевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [tdla@ssau.ru](mailto:tdla@ssau.ru). Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, микротурбины.

**Baturin Nikolas Vitalyevich**, postgraduate of Engine Theory Department of Samara State Aerospace University. E-mail: [nik-o-las@mail.ru](mailto:nik-o-las@mail.ru). Area of research: workflow of turbocharger, turbomachines.

**Baturin Oleg Vitalyevich**, Candidate of Technical Science, associate professor of Engine Theory Department of Samara State Aerospace University. E-mail: [udet@mail.ru](mailto:udet@mail.ru). Area of research: workflow of turbocharger, turbomachines.

**Matveev Valery Nikolaevich**, Doctor of Technical Science, professor, the Head of Engine Theory Department of Samara State Aerospace University. E-mail: [tdla@ssau.ru](mailto:tdla@ssau.ru). Area of research: workflow of turbomachines.



## РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ РЕСУРСА И НАДЁЖНОСТИ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ГТД

©2009 Д. Г. Громаковский, А. Г. Ковшов, И. Д. Ибатуллин

Самарский государственный технический университет

Приведены результаты разработки совокупности технических решений для обеспечения высокой долговечности узлов трения газотурбинных двигателей: расчетные модели для прогнозирования изнашивания пар трения, новый склерометрический метод и устройство для оценки активационных параметров деформации и разрушения поверхностных слоев, методы упрочняющей обработки покрытий, уплотнений, деталей пар трения и др.

*Надёжность, узлы трения, газотурбинный двигатель, склерометрия, модель изнашивания, присадка, упрочняющее деформационное формоизменение*

Создание высоконадежной авиационной техники на современном уровне качества требует использования системных решений, обеспечивающих оптимизацию конструкции, отработку методов доводки, испытаний и др. конструктивных и технологических процедур.

Для узлов трения системный подход обычно предполагает выбор и оценку совместимости материалов, применения расчетных и экспериментальных методов прогнозирования изнашивания, подбор режимов упрочнения, термообработки, покрытий, смазочных материалов и т.п.

В НТЦ «Надёжность» СамГТУ разработан ряд технических решений, способствующих обеспечению современного уровня качества узлов трения ГТД, уменьшающих изнашивание деталей, выход из строя агрегатов и систем, нарушения работоспособности, ухудшение эксплуатационных параметров.

Для этапа проектирования предложен расчетный способ прогнозирования ожидаемой износостойкости, основанный на термофлуктуационной кинетической концепции, учитывающий накопление повреждаемости, вызываемой трением.

В разработке, согласно кинетической концепции [1,2] и др., разрушение поверхностей рассматривается как результат двух противоположно направленных процессов: во-первых, роста плотности потенциальной (скрытой) энергии повреждений, образуемых работой внешних сил  $W_p$  в поверхностных слоях, а во-вторых, их релаксацией.

При построении физических и расчетных моделей [3] и др. использовано явление, отмеченное в работах Е.А. Марченко, В.Г. Пинчука, А. Белла и др., в котором изнашивание протекает в форме кинетических циклов «накопление повреждений – разрушение», что происходит на площадках фактического контакта.

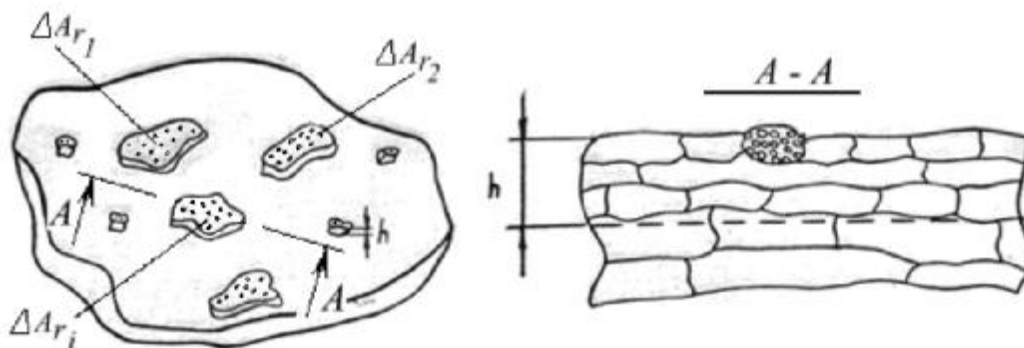


Рис.1. Схема разрушения

Накопление повреждений структуры, рис.1а, локализуется в микрообъемах  $V_d$  материала, ограниченного площадью суммы

поверхностей фактического контакта -  $\Sigma A_r$  и глубиной  $h$ .

Микрообъем материала, рис. 1б, разрушаемого за один кинетический цикл -  $V_d$ :

$$V_d = \Delta A_r \cdot n_r \cdot h, \text{ мм}^2, \quad (1)$$

где  $\Delta A_r$  - средняя площадь единичного пятна фактического контакта;  $n_r$  - расчетное число пятен фактического контакта;  $h$  - толщина слоя материала, разрушаемого за 1 кинематический цикл.

Для описания элементарного акта разрушения использованы представления кинетической термофлуктуационной теории прочности, в которой долговечность  $\tau$  (время существования единичной связи под нагрузкой) определяется известным уравнением акад. С.Н. Журкова:

$$\tau = \tau_0 \exp\left(\frac{U_0 - \gamma \cdot \sigma}{k \cdot T}\right), \text{ с}, \quad (2)$$

где  $\tau_0$  - временная постоянная (частота колебаний атома в межузлиях кристаллической решетки  $\tau_0 \sim 10^{-12}$  с);  $U_0$  - энергия активации разрушения единичной связи;  $\gamma$  - структурно-чувствительный параметр;  $\sigma$  - действующее напряжение;  $k$  - постоянная Больцмана;  $T$  - температура.

Общее число связей -  $\lambda$ , разрушающихся в каждом микрообъеме  $V_d$  материала за один кинематический цикл, оценивали ги-

потетически, с помощью ряда принятых упрощений.

Общее время  $T$  разрушения микрообъема материала  $V_d$ :

$$T_u = \tau \cdot \lambda \cdot \rho, \text{ с}, \quad (3)$$

где  $\lambda$  - количество одновременно разрушаемых единичных связей.

Изнашивание в расчетной модели измеряется средней скоростью диспергирования локализованного поверхностного микрообъема материала за время одного цикла  $T_u$ :

$$J_v = \frac{V_d}{T_u}, \text{ мм}^3/\text{ч}. \quad (4)$$

С учетом требований размерности, соотношений (1 - 4), характеристики релаксации повреждений  $\theta$  исходной повреждаемости  $\xi$  материала, а также диссипативности контакта (коэффициент поглощения -  $\psi$ ) отношение (4) представлено в виде

$$J_v = \frac{\Delta A_r \cdot n_r \cdot h}{\Pi_p \cdot \xi \cdot \tau_0 \cdot \exp\left(\frac{U_0 - \psi \cdot \gamma \cdot \sigma}{R \cdot T}\right)}, \text{ мм}^3/\text{ч}, \quad (5)$$

где  $R$  - универсальная газовая постоянная. Пример реализации данной методики приведен на рис.2, где оценен износ бронзовой втулки шлиц-шарнира шасси самолета.

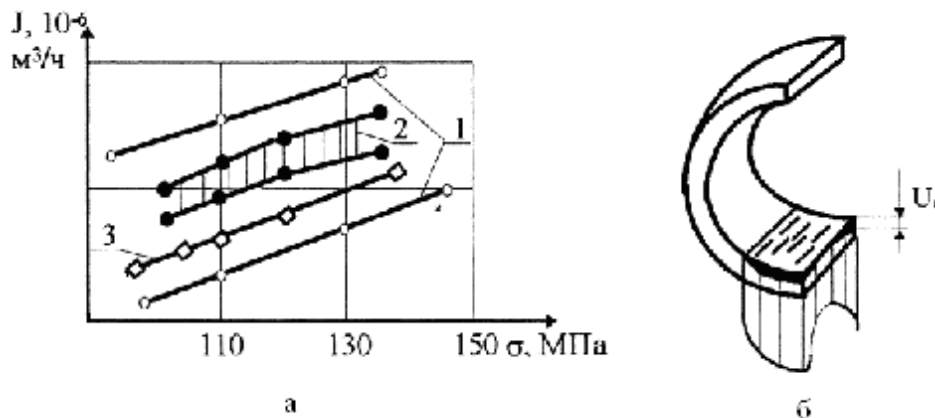


Рис.2. Результаты расчета: а - кривая зависимости величины износа (1- по данным эксплуатации, 2- результаты стеновых испытаний, 3- расчетная кривая); б- общий вид эторы износа

Для оценки расчетных параметров в предложенных уравнениях создан склерометрический программно-аппаратурный комплекс (патенты РФ 2277232, 22821774, 2119165), с помощью которого определяют удельную энергию пластической деформации  $U_{y\partial}$  и на копленную энергию повреждаемости  $U_e = A/W$ , где  $A$  - работа дефор-

мации, кДж;  $W$  - объём деформируемого материала, моль, что необходимо для прогнозирования износостойкости и остаточного ресурса. Лабораторный образец комплекса и методика оценки объёма деформации при склерометрировании показаны на рис. 3.

Пример прогнозирования остаточного ресурса приведён на рис.4.

В системе мероприятий обеспечивающих высокую долговечность узлов трения, предложен технологический способ упрочняющего деформационного изменения поверхностей трения (патенты РФ 9444896,1058765,1044518, 2198954, 1838447, 2001108024,2138549) и др., в котором мето-

дом обката и копирования формы гравюры упрочняющего ролика создается регулярный рельеф гексагонального типа. Способ апробирован на замках и бандажных полках лопаток компрессоров на Казанском моторном заводе как средство, предотвращающее фреттинг-коррозию.

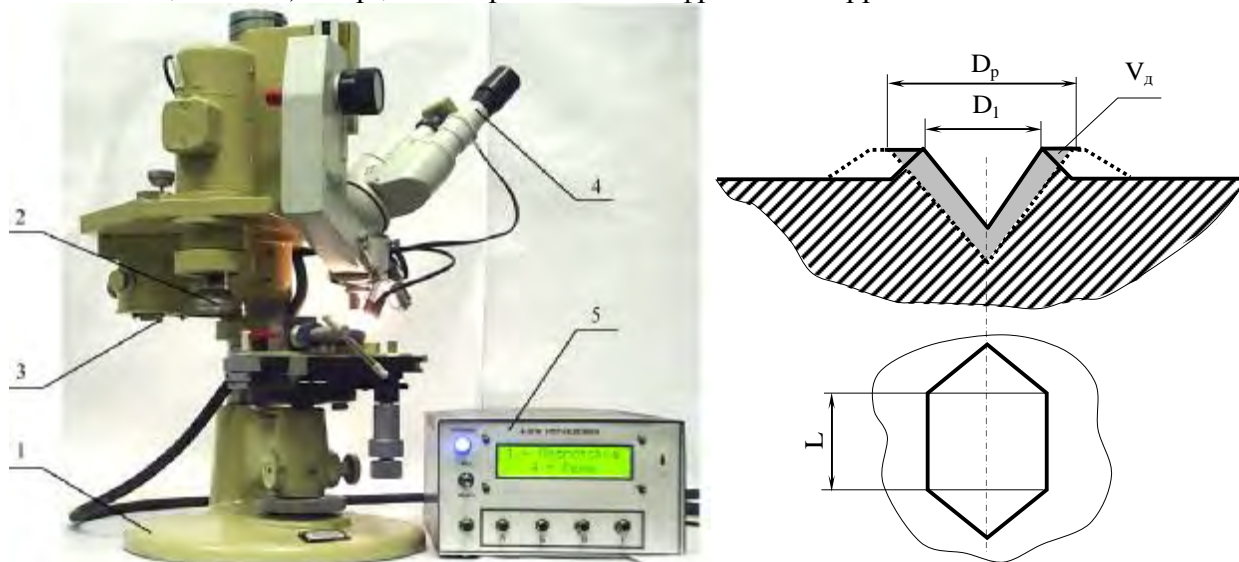


Рис.3. Лабораторный вариант склерометрического комплекса - а и иллюстрация методики оценки удельной энергии деформации при царапании - б. 1 – основание, 2 – блок подготовки шлифа, 3 – склерометрический узел, 4 – оптоэлектронный блок, 5 – блок сбора данных и обработки информации, L – длина царапины,  $D_1$  и  $D_p$  – ширина борозды (пунктиром показан вид борозды после нескольких проходов индентора).  $V_d$  – активируемый объём материала поверхностного слоя (выделен тёмным цветом)

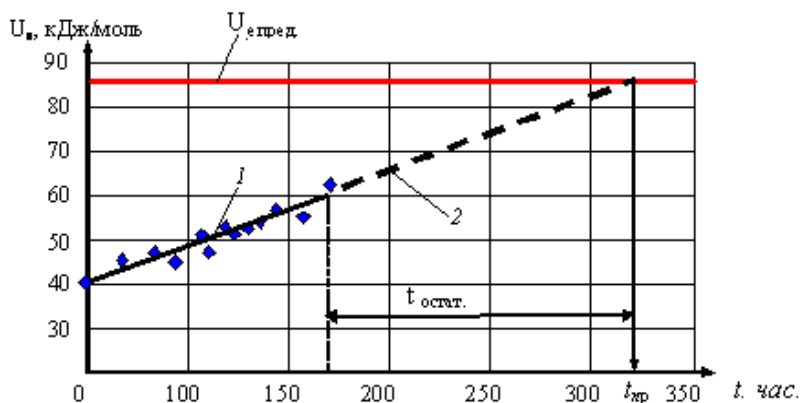


Рис. 4. Пример прогнозирования остаточного ресурса: 1 – участок графика накопления повреждаемости, построенный по экспериментальным данным; 2 – экстраполяция экспериментальных данных;  $t_{кр}$  – время исчерпания остаточного ресурса;  $t_{остат}$  – остаточный ресурс

Деформационное упрочняющее формоизменение производится внедрением в поверхность клиновидных, сферических и иных инденторов, создающих заданную конфигурацию рельефа поверхности трения.

Технологические варианты обработки поверхностей деталей машин приведены на рис.5.

Этот способ в 1994г. отмечен серебряной медалью на Брюссельской международной ярмарке и подтвержден АС СССР и патентами РФ 2017802, 2027749, 14998052, 1309666, 1998052, 187784, 1030401, 1011674 и 7775502.

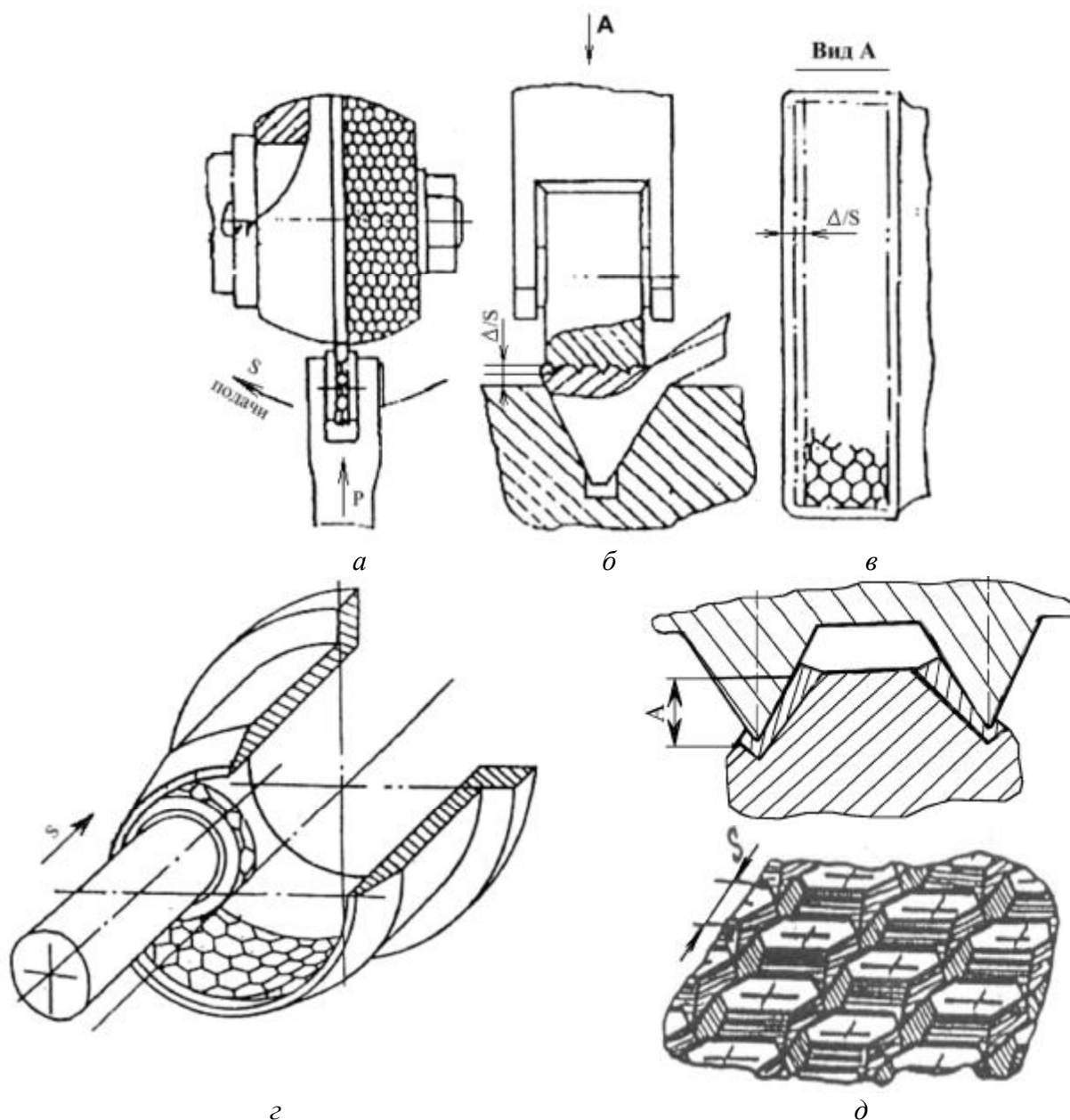


Рис.5. Варианты обработки (а,б,в,з) и схема рельефа (д)

Наряду с механическим упрочнением высокая эффективность получена при инактивации поверхностей с помощью карбонофторидов типа  $(Cf_x)_n$ .

Воздействие присадки проявляется в образовании на поверхности трения защитных слоёв фторидов железа, что показано на рис.б.

Высокая эффективность присадки при стендовых испытаниях ГТД на СНТК им. Н.Д.Кузнецова была продемонстрирована при работе двигателя, в котором масло (МС-8п) было заменено дизельным топливом с добавкой присадки фторированного графита.

Двигатель проработал на стенде 1480 часов без замечаний.

Аналогичный эксперимент был проведён на газоперекачивающей станции «Карпинская» - штатное масло было заменено бесприсадочным маслом МС-8 с присадкой фторированного графита.

Двигатель и установка проработали безотказно 6 лет до капитального ремонта.

При разборке узлы трения не имели обычных износов.

Существенный эффект достигается при применении нового способа диффузионного молекулярного армирования (Патент РФ № 2198954). Упрочнение здесь обеспечивает

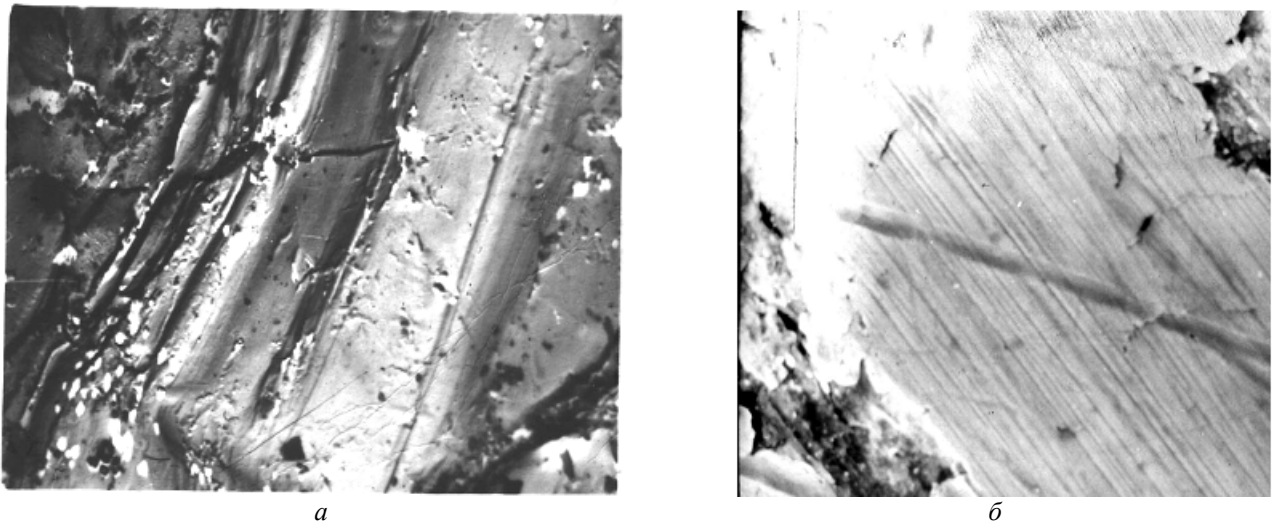


Рис.6. Изменения поверхности трения под действием присадки ( $\times 10000$ ):  
*a* – исходная поверхность; *б* – на поверхности трения образована пленка фторидов железа  $FeF_3$

диффузионное внедрение активных органических молекул вглубь металла по выходам на поверхность дефектов кристаллической решетки, что приводит к образованию модифицированного (пассивированного) слоя, «прошитого» прочными цепочками химически связанных атомов, выполняющими роль «арматуры» в металлической решетке (рис.7).

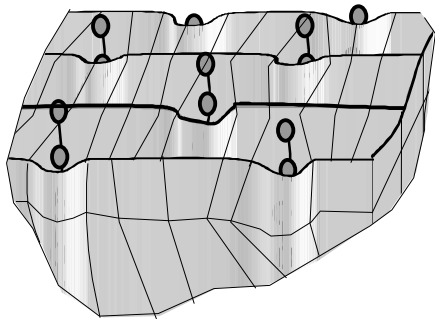


Рис.7. Схема пассивации поверхностных дефектов

Положительные результаты повышения износостойкости получены при использовании олигодиметилсилоксановых жидкостей в новом способе мультислойной смазки (патент РФ 2334909), а также при введении этой жидкости в слоистые амортизаторы между плоскими пластинами, как это показано на рис.8 и при введении подслоя смазки между металлической поверхностью и смазочным слоем, в подшипниках, рис.9.

Высокая износостойкость изношенных деталей достигнута в новом способе электролитического железнения при трении, патент РФ № 2292410, рис.10.

Электролитическое покрытие в данном способе производится при непрерывном натирании покрываемой поверхности, что создаёт ряд положительных эффектов.

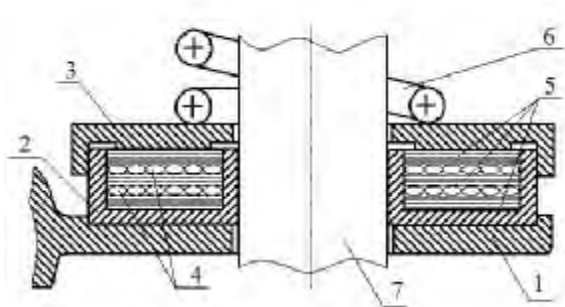


Рис.8. Устройство пластинчатого амортизатора и исполнение единичной пластины с нанесённым слоем олигодиметилсилоксановой жидкости

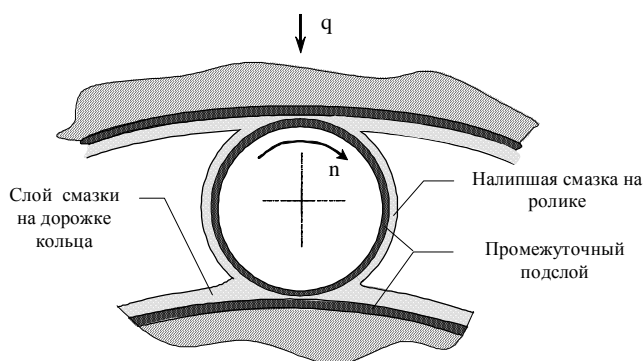


Рис.9. Структура промежуточного подслоя в роликовом подшипнике качения

Для приготовления основного электролита используются дешевые и недефицитные - соляная кислота и растворимые аноды из малоуглеродистых сталей - марок (Ст0... Ст3); выход металла по току (85...95%) в 5...10 раз больше, чем при хромировании; скорость наращивания покрытия достигает до 1,6 мм/ч на диаметр, скорость хромирования 0,02...0,10 мм/ч.

Толщина наращиваемого слоя может быть получена до 2мм. Расход электроэнергии на покрытие средней толщины ( $h = 0,5\text{мм}$ ) составляет 0,4 кВт ч/дм<sup>2</sup>, что многократно меньше, чем при хромировании.



Рис.10. Фото установки для нанесения покрытий на посадочные поверхности крупногабаритных подшипников

Электролиз производится при комнатной температуре (вместо 85...90°C) без промежуточных промывок перед операцией «травление». Покрытия хорошо цементируются и азотируются.

Прочность сцепления покрытия со сталью достигает 45...50 кгс/мм<sup>2</sup>, что обеспечивает надежную работу деталей в самых тя-

желых условиях эксплуатации. Твердость – до 62...64 HRC.

Для повышения эффективности очистки деталей узлов трения, созданы (патенты РФ № 1734886 и 20024336) моечные установки, основанные на возбуждении низкочастотной кавитации моющей среды в емкостях или в струях моющей жидкости.

На рис.11 приведена схема установки, внедренной в цех №2 СНТК им. Н.Д. Кузнецова для мойки деталей погружением в кавитирующую жидкость. На рис.12 кавитация реализуется в струях моющей жидкости. Данная установка внедрена на Куйбышевской железной дороге для промывки буксовых подшипников.

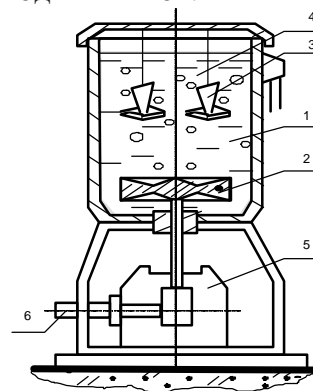


Рис. 11. Установка для промывки деталей ГТД погружением в кавитирующую жидкость: 1-жидкость; 2-активатор ( $f \approx 120 \text{ Гц}$ ); 3 и 4 – промываемые детали; 5- привод пульсации жидкости

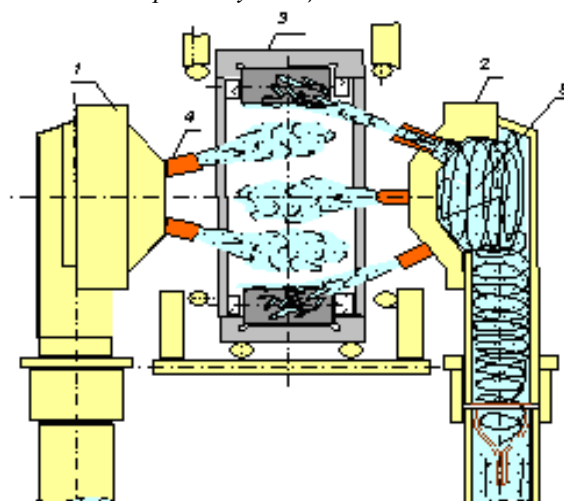


Рис.12. Установка для промывки буксовых подшипников: 1, 2 – струйно - кавитационные головки; 3 – промываемый подшипник; 4 – сопла; 5 – кавитатор

Согласно патенту РФ №2176044 созданы управляемые торцевые уплотнения,

обеспечивающие автоматическое поддержание заданного торцевого зазора, рис. 13.

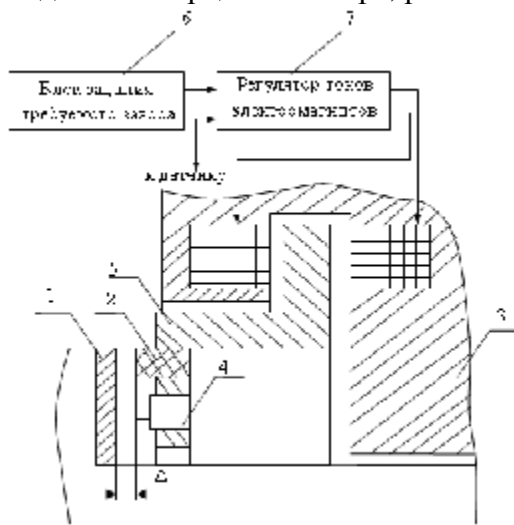


Рис.13. Схема управляемого электромагнитного торцевого уплотнения: 1- вращающееся кольцо уплотнения на роторе; 2 - невращающееся кольцо, установленное на корпусе - 3; 4- датчик для контроля величины зазора; 5- якорь электромагнитной системы; 6 и 7 система автоматического поддержания установленного зазора

Указанные разработки могут найти применение при разработке и производстве высокоэффективных газотурбинных двигателей.

### Библиографический список

1. Журков, С.Н. Проблемы прочности твердых тел/ С.Н. Журков// Вестн. АН СССР. – 1957.- №11.-С.78-82.
2. Громаковский, Д.Г. Разработка кинетической модели изнашивания поверхностей при трении/ Д.Г. Громаковский // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 1993. - №6. - С.28-33.
3. Федоров, В.В. Термодинамические аспекты прочности и разрушения твердых тел/ В.В.Федоров.- Ташкент: Изд-во ФАН УзССР, 1979.- 526с.

### References

1. Gromakovsky D.G. Development of kinetic model of wear process of surfaces on friction. // Problems of mechanical engineering and automation. 1993, №6, - p.28-33.
2. Zhurkov S.N. Problem of durability of solid materials// Bulletin RAS USSR, 1957, №11,-p.78-82.
3. Feodors V.V. Thermodynamic aspects of durability and destruction of solids. Tashkent; FAN UzSsSr, 1979.-526p.

## WORKING OUT THE SYSTEM OF TECHNICAL DECISIONS FOR ENSURING THE RELIABILITY OF FRICTION UNITS OF GAS-TURBINE ENGINES

©2009 D. G. Gromakovsky, A. G. Kovshov, I. D. Ibatullin

Samara State Technical University

Results of working out of system of technical decisions for ensuring the high quality of friction units of gas-turbine engines are described in the report, including the model for calculating the wear resistance of friction units, new scratching method and tester for estimating the activation parameters of deformation and destruction of surface layers, methods of hardening the details of friction pairs and other offers.

*Reliability, durability, Gas Turbine Engines, scratching, molecular reinforcing, deformation hardening, additives, calculation of wear process*

### Информация об авторах

**Громаковский Дмитрий Григорьевич**, доктор технических наук, профессор Самарского государственного технического университета, директор НТЦ «Надёжность». E-mail: [pnms3@mail.ru](mailto:pnms3@mail.ru). Область научных интересов: физика прочности, трибология.

**Ковшов Анатолий Гаврилович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения» Самарского государственного технического университета. E-mail: [pnms3@mail.ru](mailto:pnms3@mail.ru). Область научных интересов: физика прочности, трибология.

**Ибатуллин Ильдар Дугласович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения» Самарского государственного технического университета. E-mail: [tribo@rambler.ru](mailto:tribo@rambler.ru). Область научных интересов: физика прочности, трибология.

**Gromakovsky Dmitry Grigorjevich**, Doctor of Engineering Science, professor., director of scientific and technological centre “Reliability”, Samara State Technical University. E-mail: [pnms3@mail.ru](mailto:pnms3@mail.ru). Area of research: physics of durability, tribology.

**Kovshov Anatoly Gavrilovich**, Candidate of Engineering Science, the senior lecturer of the chair “Technology of mechanical engineering”, Samara State Technical University. E-mail: [pnms3@mail.ru](mailto:pnms3@mail.ru). Area of research: physics of durability, tribology.

**Ibatullin Ildar Duglasovich**, Candidate of Engineering Science, the senior lecturer of the chair “Technology of mechanical engineering”, Samara State Technical University. E-mail: [tribo@rambler.ru](mailto:tribo@rambler.ru). Area of research: physics of durability, tribology.



УДК.271.2

**ДУХОВНО-ПРАВСТВЕННОЕ ВОСПИТАНИЕ СТУДЕНТОВ  
МЛАДШИХ КУРСОВ АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА**

© 2009 В. М. Окорочкова, А. П. Старостина

Самарский государственный аэрокосмический университет

Изложен и обобщен опыт введения теологической дисциплины «Религии мира» в Самарском государственном аэрокосмическом университете. Приведены тематика лекций, результаты анкетирования, обоснована необходимость экскурсий по храмам различных конфессий.

*Религии мира, теология, православное вероучение, духовно-нравственное воспитание, храмы, конфессии, экскурсии, космогония*

Современное общество безусловно признает все возрастающую роль духовно-нравственной компоненты в образовании молодежи. Такой подход обусловлен процессами в окружающей среде – это и экологические проблемы, и экономические, и криминализация различных общественных структур, и демографические вопросы. И если старшему поколению нужна хотя бы спокойная жизнь, то в наше как раз беспокойное время, труднее всего приходится молодым: им нужно получить профессиональное образование, создать молодую семью, растить детей, заботиться о своих стареньких родителях и созидать уже сейчас будущее своей страны. При этом у них нет ни высоких должностей, ни жилья, да и здоровье часто слабое. Но за ними – будущее, поэтому их интересы следует учитывать. Год молодежи – 2009 –й – ознаменован активизацией молодежных движений.

Русская Православная церковь ведет большую работу с молодежью. Святейший Патриарх Московский и всея Руси Кирилл и другие иерархи активно участвуют в общественной жизни России, проводят встречи с молодежью. На встрече со студентами Москвы 23 мая 2009 г. в рамках XIII Всемирного Русского Народного Собора и III Православного студенческого форума «Вера и дело» Патриарх Московский и всея Руси Кирилл сказал:

«Нам кажется, что с появлением новых видов техники, с новыми технологиями, с созданием современной инфраструктуры улучшится жизнь людей, повысится качество жизни. Но в это понятие входит не только материальное благополучие. Поток инфор-

мации оказывает воздействие на психику и душу человека. Но надо критически воспринимать то, что на нас обрушивается. Для этого необходим внутренний критерий. *То, что громко, на весь мир, говорит Церковь, сегодня мало кто говорит.* Это риск, и тут Церковь идет против течения. Церковь говорит, что есть объективная истина в системе ценностей; Бог создал человека, даровав ему Свой образ, а неотъемлемой частью этого образа является *нравственное чувство*». Нравственная основа – критерий истины. Нравственность – это способность отличать добро от зла посредством внутренней сигнальной системы. Это голос совести. *Есть феномен: люди разных эпох и культур, по сути, имеют одно и то же понимание добра и зла.* Но помимо нравственного чувства должно быть еще и мировоззрение, набор идей. Понятия «что такое хорошо и что такое плохо» у разных народов не должны быть антагонистичны. Ясно, что потеря нравственных ценностей есть основа конфликтов, войн, криминализации экономики вплоть до кризиса, когда экономическая деятельность оторвана от реальных ценностей и нравственности. Человеческая деятельность должна соединять духовное и материальное, в этом залог благоуспешной счастливой жизни.

На встречу пришли студенты 169 вузов Москвы и ближних городов. Молодежь покорила великолепная речь, широта взглядов Святейшего и сформулированное им четкое и ясное руководство к действию – если хочешь быть счастливым, то ты должен быть образованным, рассудительным и глубоко нравственным человеком.

Русская Православная Церковь вынуждена встать на защиту народа от алкогольной угрозы. РПЦ разработала ряд рекомендаций и неотложных мер, с которыми обратилась к светской власти для охраны здоровья и благополучия человека, общества и государства.

На всех уровнях священноначалие обращается к народу, предпринимая конкретные меры для спасения молодого поколения.

Духовно-нравственное воспитание студентов не тождественно гуманитаризации высшего технического образования, а требует изучения теологических дисциплин. Первым таким курсом является знакомство с религиями мира. Предмет «Религии мира» в нашем аэрокосмическом университете введен на 1-х курсах в объеме 24 часов лекционных занятий. Каждой мировой религии посвящена отдельная лекция, где излагаются ее догматы, значение и роль в жизни человека, народа и страны. Несколько подробнее изложено Христианское Православное вероучение. Активизация деятельности деструктивных сект вызывает необходимость знакомить студентов с формами воздействия на психику человека и контроль сознания, применяемыми сектантами. Подробно разработана тема «Патриотизм и Православие» на основе закона РФ о 15-ти памятных датах в истории России (от Ледового побоища до Победы над фашизмом, от Святого благоверного великого князя Александра Невского, св. адмирала Федора Ушакова до Георгия Жукова).

Неоценимое значение имеют экскурсии по храмам г. Самары – Православный Собор, мечеть, кирха, костел, синагога, старообрядческая церковь, где студентов встречают пастыри разных конфессий, в том числе из Греции, Польши, Германии. Эти экскурсии способствуют веротерпимости, дружбе, развивают широту кругозора и несколько компенсируют отсутствие семинарских занятий.

Тематика рефератов обширна и включает темы по разным вероучениям, по вопросам веры и знания, а также атеизма. Опыт показал, что узкоспециальные теологические курсы, такие как «Вера и знание», «Социальное учение Христианства» целесообразно предлагать студентам старших курсов, так как требуется определенная базовая подготовка.

Посещаемость занятий составляет около 90%, что обусловлено в первую очередь высоким уровнем лекций. Половину лекций читают священники семинарии, имеющие ученые степени, а также ученые СГАУ, авторитет которых укрепляет курс «Религии мира». Впечатляет и лекция «Патриотизм и Православие» с демонстрацией видеофильма (создан студентами), которую читает доцент – подполковник, летчик, доцент военной кафедры.

Обучающиеся в СГАУ студенты – иностранцы с пониманием относятся к предмету «Религии мира». Они рассказывают, что у них на родине преобладает католицизм и во всех учебных заведениях (дошкольных, школьных и вузов) изучают основы религиоведения. Следует отметить, что международный стандарт высшего университетского образования содержит теологические дисциплины, что необходимо для получения диплома международного образца (согласно Болонской конвенции).

Согласно решения Совета ректоров г. Самары и руководствуясь нормативно-правовыми актами: приказом № 58 от 01.07.99 г. министра образования РФ, информационным письмом министра образования от 04.06.99 г. № 14–53–281 ин/14–04 о преподавании основ вероучения в государственных и муниципальных образовательных учреждениях, законами РФ № 125–ФЗ, № 3266–1, постановлением Правительства РФ № 122 и др. документами, в г. Самаре создана региональная межвузовская кафедра теологии.

1.02.1999 года Коллегия Министерства образования РФ ввела в классификатор магистратуры по направлению «Теология», а 2.03.99 г. специальность «Теология» была внесена в государственный классификатор образовательных направлений и специальностей, создан соответствующий ГОС ВПО с позиций религиозного мировоззрения. Принят стандарт по специальности «Теология» на принципах поликонфессиональности – православный, мусульманский, иудейский, т.е. учтены культуuroобразующие вероисповедания, существующие на территории России.

26.01.2002 г. Министерством образования утвержден стандарт по образовательно-

му направлению «Теология», таким образом, система светского богословского образования получила признание и была включена в общую систему российского образования.

За время преподавания курса «Религии мира» неоднократно проводилось анонимное анкетирование. Всего за два учебных года по кафедре «Теология» СГАУ прошли обучение около 3000 студентов. Результаты анкетирования показывают положительную оценку студентами как содержания курса, так и организацию и методику преподавания. Курс считают необходимым не менее 80% студентов. Особенно уважительные отзывы о лекторах–священниках. Вообще появление – приход священника в ВУЗ буквально жизненно необходимо, после лекции студенты с личными вопросами обступают батюшку, а вопросы их беспокоят непростые, даже тема суицида бывает, и конечно, гражданские браки, смешанные браки, и о мироздании, войнах и т.д. Для лекторов анкеты студентов – это важный ориентир умонастроения молодежи, да и полезные рекомендации по курсу.

Важным событием можно считать выход книги «Основы современного естествознания» – Православный взгляд, 2008 г., авторы: доктор физико-математических наук, профессор физического факультета МГУ А.Г.Хунджуа и кандидат физ.-мат. наук, доцент физического факультета МГУ В.И. Неделько.

Для студентов технических вузов и ученых–естественников это серьезная поддержка в работе, так как большая часть литературы написана философами, нередко атеистами.

Наш Владыка архиепископ Сергей много сил и времени уделяет ВУЗам, постоянно участвует в работе Совета ректоров, проводятся различные интересные мероприятия с участием студентов и преподавателей – семинары межвузовские с выступлениями ответственных лиц Правительства губернии, священства, семинаристов, поездка «Волга Православная», конкурсы, выставки, – всего не перечесать. Для нашего вуза определены высококвалифицированные лекторы–священники с высшим светским и богословским образованием. Без такой помощи работа филиала кафедры «Теология» была

бы просто невозможна. Конечно, руководство университета и его службы поддерживают новый предмет. Это в первую очередь сам ректор – СОЙФЕР В.А., учебный отдел, основная часть работников деканатов. Трудности есть, но они преодолимы, начало уже состоялось. Дальше нужны продолжатели и активная работа. Наметилось участие студентов в студенческом научном обществе: уже и старшекурсники изучали на 1-м курсе «Религии мира»; уже привычно появление в ВУЗе священнослужителей. Сейчас «переходное» время в работе с молодежью, так как они в школе не получили начальных сведений по основам мировых религий. Вот и приходится в ВУЗе заниматься «кликбэзом» в этой области.

При изучении основ Православной культуры (ОПК) в школах наши вузовские программы будут переработаны, и сама молодежь станет другой, надеемся, – лучше.

Неотъемлемым фактом является значительное влияние традиционных вероисповеданий на формирование духовно-нравственных и мировоззренческих ориентиров российских граждан. Поэтому совместная деятельность государства и традиционных религий в сфере воспитания, образования и науки – один из главных факторов возвращения к духовным основам отечественной культуры и оздоровления нравственной атмосферы российского общества. Такое сотрудничество в форме теологического образования в системе отечественного высшего образования дает свои первые хорошие результаты во благо людей, их социальной жизни и развития государства.

В мировой практике присутствует твердое убеждение, что теология, наряду с историей, филологией и рядом других гуманитарных наук, составляют фундамент национального гуманитарного образования, и эти науки не могут быть заменены друг другом.

Следует приветствовать дальновидность руководства Самарских вузов, учитывающих, что 46 стран мира, выполняющих условия Болонских соглашений, составляют единое образовательное пространство, где действуют дипломы международного образца при безусловном включении теологии в университетские стандарты.

*СПИСОК ВУЗОВ, ИМЕЮЩИХ ЛИЦЕНЗИЮ  
НА РЕАЛИЗАЦИЮ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ПРОГРАММ ПО ТЕОЛОГИИ*

	ВУЗЫ	Образовательные программы	Начало за-нятий
<i>КЛАССИЧЕСКИЕ УНИВЕРСИТЕТЫ</i>			
1.	Омский государственный университет	бакалавр специалист	1996/1997 2004/2005
2.	Белгородский государственный университет	бакалавр специалист	2001/2002
3.	Дальневосточный государственный университет, г. Владивосток	специалист	1999/2000
4.	Орловский государственный университет	бакалавр специалист	2002/2003 2004/2005
5.	Сургутский государственный университет	бакалавр	2003/2004
6.	Алтайский государственный университет, г. Барнаул	бакалавр	1992/1993
7.	Тульский государственный университет	бакалавр специалист	2001/2002
<i>ГОСУДАРСТВЕННЫЕ ВУЗЫ</i>			
8.	Саратовский государственный физико-технический университет	бакалавр специалист	2002/2003
9.	Нижегородский государственный педагогический университет	специалист	2004/2005
10.	Арзамасский государственный педагогический университет им. А.П. Гайдара	бакалавр специалист	2005/2006
11.	Московский государственный лингвистический университет	специалист	2003/2004
12.	Московский государственный открытый педагогический универ- ситет им. М.А. Шолохова	специалист	2004/2005
13.	Российский государственный профессионально-педагогический университет, г. Екатеринбург	бакалавр специалист	2001/2002 2003/2004
14.	Мурманский государственный технический университет	специалист	2004/2005
15.	Ростовский государственный педагогический университет	бакалавр	2004/2005
16.	Рязанский государственный педагогический университет	бакалавр специалист	2001/2002 2003/2004
17.	Тульский государственный педагогический университет им. Л. Толстого	бакалавр	2001/2002
18.	Ярославский государственный педагогический университет им. К. Ушинского	специалист	2004/2005
19.	Курский государственный педагогический университет	специалист	2003/2004
20.	Московский государственный социальный университет	специалист	2004/2005
<i>НЕГОСУДАРСТВЕННЫЕ ВУЗЫ</i>			
21.	Институт богословия и философии, г. Санкт-Петербург	бакалавр	1992/1993
22.	Русский христианский гуманитарный институт, г. Санкт-Петербург	бакалавр	
23.	Православный Свято-Тихоновский гуманитарный университет, г. Москва	бакалавр магистр специалист	1993/1994 2002/2003 2002/2003
24.	Библейско-богословский институт им. св. ап. Андрея Первозван- ного, г. Москва	бакалавр	1997/1998
25.	Свято-Филаретовский православно-христианский институт, г. Москва	бакалавр	1999/2000
26.	Российский исламский университет, г. Казань	бакалавр	2002/2003
27.	Духовно-гуманитарный институт им. Саидбега Даитова, г. Хасавюрт	специалист	2003/2004
28.	Институт теологии и религиоведения им. Мама Дибир аль Рочи, г. Махачкала	бакалавр	2004/2005
29.	Чиркейский институт им. Саида Афанди, респ. Дагестан	бакалавр	2004/2005
30.	Московский исламский университет	бакалавр	2005/2006
31.	Университет XXI века, г. Москва	бакалавр	2002/2003

В Англии, Франции, Германии, Бельгии, Болгарии и многих других странах осуществляется государственное финансирование преподавания теологии. Отсутствие теологического образования как раз и является нарушением закона свободы совести, лишая студента возможности получить необходимые знания для всесторонне-грамотной ориентации в окружающем мире.

Безграмотно отождествлять светскость с атеистичностью, так как последнее есть тоже вариант веры как убеждение в определенном миропонимании. В современной России необходимо учить молодежь в соответствии с мировыми стандартами.

## SPIRITUAL-MORAL EDUCATION OF STUDENTS OF YOUNGER RATES OF SPACE UNIVERSITY

© 2009 V. M. Okorochkova, A. P. Starostina

Samara State Aerospace University

In the report experience of introduction of theological discipline of "Religion of the world" at the Samara state space university is stated and generalized. The subjects of lectures, results of questioning are resulted, necessity of excursions on temples of various faiths is proved.

*Religions of the world, theology, orthodox dogma, spiritual - moral education, temples, faiths, excursions, cosmogony*

### Информация об авторах

**Окорочкова Валентина Михайловна**, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 273-37-86. E-mail: [nauka@ssau.ru](mailto:nauka@ssau.ru). Область научных интересов: теология.

**Старостина Антонина Петровна**, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 992-04-92. E-mail: [nauka@ssau.ru](mailto:nauka@ssau.ru). Область научных интересов: теология.

**Okorochkova Valentina Mihailovna**, candidate of Technical Science, associate professor of Samara state aerospace university. Phone: (846) 273-37-86. E-mail: [nauka@ssau.ru](mailto:nauka@ssau.ru). Area of research: theology.

**Starostina Antonina Petrovna**, candidate of Technical Science, associate professor of Samara state aerospace university. Phone: (846) 992-04-92. E-mail: [nauka@ssau.ru](mailto:nauka@ssau.ru). Area of research: theology.

УДК 621.452.32

## О ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЕ МАСЛЯНЫХ ПОЛОСТЕЙ ОПОР СОЗДАВАЕМЫХ ГТД

© 2009 А. Е. Трянов, О. А. Гришанов, А. С. Виноградов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Обоснована необходимость обеспечения эффективной тепловой защиты масляных полостей теплонапряженных авиационных двигателей. Применительно к ТРДД показано влияние рационального выбора конструктивно-силовой схемы турбины, структуры потоков охлаждающего воздуха внутри турбины и способа суфлирования её масляной полости на надёжность двигателя.

*Двигатель, компрессор, турбина, масляная система, подшипник, уплотнение, масляная полость, буферная полость, тепловая защита, суфлирование*

Происходящее в процессе непрерывной эволюции авиационных ГТД повышение уровня их основных термодинамических параметров (степени сжатия воздуха в компрессоре и температуры газов перед турбиной) привело к тому, что при создании двигателей нового поколения проблемным вопросом стало конструктивное обеспечение «щадящего» режима эксплуатации масел. Для специалистов, занимающихся проектированием масляных систем и подшипниковых узлов, это не стало неожиданным, так как проблема уже давно назрела. У отечественных ГТД за последние 40 лет степень сжатия воздуха в компрессоре повысили почти вдвое, а температура газов перед турбиной возросла на 350 – 400°C. Однако в масляных системах теплонапряженных двигателей четвёртого поколения используют всё те же марки синтетических масел (например, ИПМ-10), которые применяли ещё в начале 70-х годов прошедшего столетия.

### **1. О температурных ограничениях применимости товарных авиационных масел**

В настоящее время в масляных системах теплонапряженных авиационных ГТД используют синтетические масла ИПМ -10 (ТУ 38.101299-90) и ВНИИ НП-50-1-4У (ТУ 38.40158-12-91), а у ТРДД третьего поколения применяют минеральное масло МС-8п (ОСТ 38.101163-78). Указанные синтетические масла работоспособны при максимально допустимой температуре на выходе из двигателя до 200°C (кратковременно до 220°C), и этот уровень сегодня уже рассматривают как недостаточно высокий.

Объективности ради следует отметить, что более 20 лет тому назад во Всероссийском научно-исследовательском институте

по нефтепереработке (ВНИИ НП) было создано новое более термостабильное авиационное масло ПТС-225. Оно работоспособно длительно до температуры 225°C, а кратковременно до 250°C. Это масло успешно прошло весь комплекс требуемых испытаний, в частности, на двигателе НК-25 и в составе других ГТД. И в министерстве авиационной промышленности было принято решение о его допуске к использованию в теплонапряженных авиационных ГТД. Но, к сожалению, намеченное производство этого масла на Уфимском нефтеперерабатывающем заводе так и не было начато (в связи с общим экономическим спадом в стране, произошедшем в последующие годы).

Очевидно, что в ближайшие годы не приходится рассчитывать на появление в производстве новых авиационных масел с повышенной термоокислительной стабильностью. Более того, если учесть, что наиболее вероятной основой вновь создаваемых синтетических сортов масел будут оставаться углеводородные соединения, то нереально ожидать существенного прогресса в повышении допустимой величины их температуры на выходе из двигателя более 250°C (при длительной эксплуатации). При этом уместно обратить внимание на то, что для надёжного использования масла в ГТД специалисты учитывают не только среднемассовую величину температуры масла на выходе из узлов двигателя. Они обязаны обеспечивать приемлемый уровень допустимой температуры масла в тонких слоях плёнки, стекающей по нагретым стенкам корпусных деталей подшипниковых узлов и особенно плёнки, движущейся вдоль стенок труб суфлирования в зоне турбины.

В табл. 1 для некоторых сортов авиационных масел приведены данные по величине максимально допустимой температуры при их эксплуатации. Этими ограничениями руководствуются, например, специалисты ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова», исходя из рекомендаций ЦИАМ и с учётом многолетнего опыта экспериментальных исследований и термометрирования наиболее нагретых узлов, контактирующих с маслом, накопленного в процессе создания целого ряда двигателей семейства «НК». (Уместно отметить, что автор данной публикации в течение 40 лет занимался вопросами проектирования и обеспечения эксплуатационной надёжности масляных систем авиационных и конвертированных ГТД в ОКБ Генерального конструктора Н.Д. Кузнецова).

Таблица 1 – Допускаемые температуры

Допустимый уровень температуры, °С	Сорт используемого масла			
	МС – 8п	ИПМ – 10	ВНИИ НП 50-1-4у	ПТС – 225
На выходе масла из двигателя	150	200	200	225
На выходе масла из опоры турбины	170	220	220	250
Стенок, омываемых маслом	240	290	290	300

При указанных ограничениях теплового состояния масла очевидно, что у перспективных двигателей со степенью сжатия воздуха в компрессоре свыше 30 и с температурой газа перед турбиной более 1700К без осуществления эффективной тепловой защиты стенок масляных полостей опор не может быть обеспечена их надёжная работа в течение заданного ресурса. В ГТД за счёт конструктивных средств должен быть обеспечен «щадящий» режим эксплуатации масел без превышения допустимых уровней их температур, приведенных в таблице, иначе будет происходить его ускоренное старение.

**2. О допустимости некоторого ухудшения свойств масел в процессе эксплуатации двигателя**

В теплонапряжённых авиационных ГТД по мере наработки двигателя происходит старение масла вследствие его контакта с горячими стенками элементов конструкции. Этому также способствует перемешивание масла с нагретым воздухом, проникающим в масляные полости опор через их уплотнения. В этом плане указанные масля-

ные полости являются своеобразным химическим реактором для масла.

Старение масла происходит главным образом из-за его окисления и термической деструкции, связанной с испарением лёгких фракций. При этом наибольшие изменения среди основных физико-химических показателей масла претерпевает величина его кинематической вязкости и кислотное число, что может приводить к негативным последствиям для двигателя. Для этих показателей разработчики ГТД в процессе создания двигателя устанавливают максимально допустимые нормы, которые вносят в техническую документацию. А в условиях эксплуатации предусмотрено периодическое проведение отбора проб масла из масляной системы двигателя для анализа состояния его чистоты и физико-химических свойств. В случае загрязнения масла, а также при достижении предельно допустимой величины его кинематической вязкости или кислотного числа масло подлежит замене.

Что касается кинематической вязкости, то, как правило, считают допустимым её возрастание в процессе наработки двигателя примерно в полтора раза по сравнению с исходной величиной вязкости свежего масла. Вязкость масла увеличивается вследствие его термического разложения. Лёгкие фракции, входящие в состав масла, испаряются, а тяжёлые могут в виде смолистых веществ выпадать в осадок в застойных зонах масляных полостей, загрязнять фильтроэлементы и оседать на теплопередающих элементах маслоохладителей (являющихся наиболее холодной зоной в циркуляционном контуре масляной системы), ухудшая их эффективность.

Увеличение кислотного числа масла (от исходного уровня в несколько сотых мг КОН на кг масла) в начальный период наработки двигателя происходит довольно медленно. Но после достижения его величины равной 1 мг КОН/кг масла далее происходит ускоренное повышение величины кислотного числа до двух мг КОН/кг, а затем резкое его увеличение до 10 и более.

С химической точки зрения с увеличением кислотного числа возрастает агрессивность масла по отношению к конструкционным материалам и гальваническим покрытиями-

ям деталей. Но главная опасность заключается в том, что при достижении величины кислотного числа более двух снижается производительность откачивающих насосов масляной системы, так как на входе в насос вследствие понижения статического давления происходит резкое выделение из масла растворённого в нём воздуха. Это приводит к тому, что выделившийся из масла воздух «забивает» входное сечение насоса, препятствуя поступлению в него масла. С таким явлением, например, столкнулись в ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова» при проведении эквивалентно-циклических испытаний двигателя НК-32 в процессе его создания.

### 3. Основные факторы, влияющие на тепловое состояние масла в двигателе

Но тепловая защита масляных полостей опор необходима не только для обеспечения «щадящего» режима эксплуатации масел. Кроме этого, следует принять во внимание обстоятельства, связанные с организацией процесса охлаждения масла в циркуляционном контуре масляной системы. Так, например, у современных ТРДД для охлаждения масла, как правило, используют топливо, расходуемое двигателем. Но по мере повышения экономичности двигателей уменьшается хладоресурс топлива, который может быть использован в топливно-масляном теплообменнике. И этот факт вступает в противоречие с одновременным повышением величины теплоподвода в масло у теплонапряженных двигателей. Но при этом также необходимо учесть, что по уровню допустимой температуры у используемых в транспортной авиации топлив существует ограничение, связанное с их термостабильностью: в топливорегулирующей аппаратуре (т.е. на входе в камеру сгорания) температура топлива не должна превышать 120°C. Именно это обстоятельство будет затруднять возможность осуществления эффективного охлаждения масла только за счёт располагаемого хладоресурса топлива. Вследствие этого может возникнуть необходимость введения дополнительного охлаждения масла в воздушно-масляном теплообменнике, что связано с усложнением конструкции двигателя. Но такое комбинированное охлаждение масла можно осуществить только у

двигателей, устанавливаемых на дозвуковых самолётах. Причём, при использовании воздушно-масляных теплообменников масса устройств и коммуникаций системы охлаждения масла весьма существенно увеличиваются.

Таким образом, очевидно, что тепловая защита масляных полостей опор ГТД необходима также для минимизации величины теплоподвода к маслу, обозначаемого термином «теплоотдача в масло». Как показала практика, у ТРДД средней размерности она находится на уровне 0,8-1 кВт/кН. При этом величина теплоотдачи в масло, кВт, определяется как сумма нескольких составляющих:

$$Q = Q_{mp} + Q_{cm} + Q_{\omega} + Q_{aep}, \quad (1)$$

где  $Q_{mp}$  – тепло, выделяемое в смазываемых узлах трения ГТД,

$Q_{cm}$  – тепло, поступающее в масло от нагретых стенок конструкции двигателя, контактирующих с маслом,

$Q_{\omega}$  – тепло, вносимое в масло с воздухом, проникающим в масляные полости опор через уплотнения валов,

$Q_{aep}$  – тепло, выделяемое в агрегатах масляной системы (в соответствии с мощностью, затрачиваемой на их привод).

Как известно, в масляной системе основной функцией масла является отвод тепла от смазываемых узлов трения ( $Q_{mp}$ ). Но, как показывает практика, например, у ранее созданных двухконтурных газотурбинных двигателей «НК», находящихся в настоящее время в серийном производстве, эта составляющая в общем балансе теплоотдачи в масло составляет не более 45%, а величина  $Q_{aep}$  не превышает 1...2 %. Следовательно, в авиационных двигателях к маслу поступает более половины своего рода «паразитного» тепла. Очевидно, что с ростом теплонапряжённости ГТД, доля такого тепла неизбежно станет возрастать, если не будут приняты парирующие меры конструктивного характера. В связи с этим при проектировании ГТД должны быть приняты конструктивные меры по обеспечению минимально возможной суммарной величины теплоотдачи в масло, именно за счёт уменьшения её составляющих  $Q_{cm}$  и  $Q_{\omega}$ .

В этом плане прежде всего, должна быть обеспечена эффективная тепловая защита стенок масляных полостей опор, а



также должна быть минимизирована величина тепла, вносимого в масло с воздухом, проникающим в масляные полости двигателя через уплотнения валов. При этом следует учитывать, что величины составляющих теплоотдачи в масло  $Q_{см}$  и  $Q_в$  в значительной мере зависят от уровня температуры воздуха в предмасляной полости, а величина  $Q_в$  также зависит и от расходных характеристик уплотнений масляных полостей.

Что касается величины  $Q_{см}$ , то следует иметь в виду, что она определяется отнюдь не процессом теплопроводности по тонкостенным элементам конструкции от газоздушного тракта к корпусам подшипников. Так, например, у трёхвального двигателя НК-32 опора турбины размещена между её каскадами среднего и низкого давления (в зоне третьего соплового аппарата). Расчёты, проведенные с учётом результатов экспериментального препарирования, показали, что подвод тепла к маслу из газового тракта за счёт теплопроводности не превышает 10% от общего его количества, поступающего в масло в опоре турбины. Это было достигнуто за счёт того, что внутренний корпус опоры, размещённый на внутреннем диаметре газового тракта, соединён с корпусом подшипникового узла с помощью двух тонкостенных диафрагм. А, например, у трёхвального двигателя Д-36 опора турбины размещена в ещё более высокотемпературной зоне – за турбиной высокого давления. И здесь с целью ограничения величины теплового потока в масло за счёт теплопроводности из газового тракта конструкторы соединили внутренний корпус опоры с подшипниковым узлом с помощью тонкостенных диафрагм. Поэтому у этих двигателей, несмотря на большие градиенты температур на рассматриваемых элементах конструкции, количество тепла, поступающего в масло за счёт их теплопроводности, сравнительно невелико вследствие незначительной площади поперечного сечения указанных диафрагм.

Расчётные и экспериментальные исследования, проводимые в ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова», показали, что величина  $Q_{см}$  на 80...90% зависит от интенсивности процесса теплоотдачи от воздуха, непосредственно омывающего снаружи стенки масляных полостей, к этим стенкам. Именно

определяющую роль играет конвективный теплообмен между указанным воздухом и стенками масляных полостей. Это связано с тем, что термическое сопротивление теплоотдачи от стенок к маслу на порядок ниже по сравнению с термическим сопротивлением при передаче тепла от окружающего воздуха к стенкам масляной полости опоры. Термическое сопротивление самих стенок также невелико (если у них специально не предусмотрено экранирование или отсутствует тепловая изоляция).

Таким образом, для минимизации величины  $Q_{см}$  при прочих равных условиях должны быть обеспечены как можно более низкие уровни температуры и скорости течения воздуха, непосредственно омывающего снаружи корпусы подшипниковых узлов. При проектировании опор двигателей выполнение этого требования является одним из наиболее важных для обеспечения их надёжности.

Опыт создания авиационных ГТД показывает, что от величины теплоотдачи в масло рабочая температура масла зависит самым непосредственным образом. Так, при использовании для охлаждения масла топливно-масляных теплообменников температура масла на входе в двигатель может быть определена по следующей приближенной формуле:

$$t_{M.BX}^{ДВ} = t_{T.BX}^{ТМГ} + \frac{Q}{\kappa \cdot F_{T.O} + 0,5G_T \cdot C_{PT} - 0,5G_M \cdot C_{PM}}, \quad (2)$$

где  $t_{M.BX}^{ДВ}$  – температура масла на входе в двигатель, °С;

$t_{T.BX}^{ТМГ}$  – температура топлива на входе в топливно-масляный теплообменник, °С;

$G_T$  – расход топлива через теплообменник, кг/с;

$G_M$  – расход (прокачка) масла через теплообменник, кг/с;

$C_{PT}$  и  $C_{PM}$  – теплоёмкость, соответственно, топлива и масла, Дж/(кг·град);

$Q$  – величина теплоотдачи в масло, Вт;

$\kappa$  – коэффициент теплоотдачи от масла к топливу, Вт/(м<sup>2</sup>·град);

$F_{T.O}$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>.

Как видно из приведённой формулы, при прочих равных условиях температура масла на входе в двигатель зависит от суммарной величины теплоотдачи в масло в узлах двигателя.

Таким образом, очевидно, что эффективная тепловая защита масляных полостей опор позволяет снизить уровень рабочей температуры масла (за счёт уменьшения суммарной величины теплоотдачи в масло) и, соответственно, уменьшить уровень температуры стенок, контактирующих с маслом.

#### **4. О возможных способах тепловой защиты масляных полостей и коммуникаций опор ГТД**

Поскольку в настоящее время наиболее распространённым типом авиационных двигателей является ТРДД, то вопросы тепловой защиты масляных полостей опор рассмотрены применительно к данному типу ГТД (двухвальным и трёхвальным).

##### **4.1. Опоры компрессора**

У ТРДД, в конструкции которых есть входной направляющий аппарат, совмещённый с передней опорой ротора низкого давления, нет необходимости осуществлять тепловую защиту её масляной полости даже в случае, если двигатель предназначен для сверхзвукового самолёта. А вот стенки средней опоры, размещённой перед каскадом компрессора высокого давления, необходимо экранировать. Здесь следует учитывать, что вращающиеся диски (перед корпусом опоры и за ним) существенно интенсифицируют процесс теплоотдачи от воздуха к боковым стенкам опоры. Поэтому путём установки снаружи этих стенок теплозащитных кожухов из листового материала поток тепла через них в масло может быть уменьшен в несколько раз. Причём зазор между кожухом и стенкой целесообразно выдерживать в диапазоне 2...4 мм, и его необязательно заполнять теплоизоляционным материалом, так как сам воздух имеет весьма низкий коэффициент теплопроводности.

Также следует иметь в виду, что вследствие высоких скоростей потока в каналах рассматриваемой опоры (150...200 м/с) тепло активно поступает от воздуха к маслу и через стенки тракта. Этому способствуют и силовые рёбра, омываемые воздушным потоком. Для снижения величины такого теплового потока в масло целесообразно внутри масляной полости опоры расположить теплозащитный экран (эквидистантно с конфигурацией стенки воздушного канала).

Эффективность описанного способа тепловой защиты стенок средней опоры была подтверждена в процессе создания и эксплуатации двигателя НК-25. Использование описанных конструктивных решений позволило уменьшить величину теплоотдачи в масло через стенки этой опоры более, чем в три раза.

##### **4.2. Осуществление рациональной тепловой защиты при различных вариантах конструкции опор валов турбины ТРДД**

Анализ конструкций опор турбин ранее созданных ГТД (двигателей третьего поколения), находящихся в эксплуатации, показывает, что вопросу обеспечения тепловой защиты их масляных полостей не было уделено достаточного внимания. Опор со степенью сжатия не более 15 и температурой газа перед турбиной  $T_g^* \leq 1500K$  Это объясняется тем, что опоры роторов двигателей прежних поколений отличались умеренной теплонапряженностью, а хладоресурс топлива обеспечивал возможность поддержания рабочей температуры используемых масел на приемлемом уровне. Ниже в качестве примеров показаны опоры турбины некоторых таких ранее созданных двигателей.

Как показала практика, по сравнению со средней опорой намного сложнее осуществлять тепловую защиту опор, размещённых перед турбиной или непосредственно в узле турбины (особенно межкаскадных опор трёхвальных двигателей). При этом важное значение имеет решение вопросов, относящихся к конструктивным способам прокладки через газоздушный тракт двигателя коммуникаций, обеспечивающих подачу масла в опоры и его слив (откачку), а также суфлирование их масляных полостей. В свя-

зи с этим изначальный выбор конструктивно-силовой силовой схемы проектируемого двигателя должен производиться с учётом обеспечения возможности осуществления надёжной тепловой защиты не только самих масляных полостей опор турбины, но и указанных коммуникаций.

#### **4.2.1. Опоры, связанные с внутренним корпусом камеры сгорания**

В том случае, если заднюю опору ротора ВД располагают перед турбиной (т.е. в зоне кольцевого пояса под внутренним корпусом камеры сгорания), то рабочие колёса турбины ВД (одно или два) на валу размещают консольно.

При разработке конструкции такой опоры возникает необходимость введения ряда специальных теплозащитных устройств. Причём, они должны обеспечивать не только тепловую защиту самой масляной полости данной опоры, но и наддув её уплотнений воздухом, имеющим умеренную температуру, а также надёжное функционирование соответствующих коммуникаций масляной системы и системы суфлирования.

Данную задачу решают путём введения «буферной» полости между предмасляной полостью (в которую поступает «холодный» воздух для наддува уплотнений масляной полости) и окружающей опору зоной горячего воздуха. Сама «буферная» полость должна быть сообщена с зоной низкого давления, например, с атмосферой. При наличии указанной буферной полости будет исключена возможность подмешивания к «холодному» воздуху, (отбираемому, например, за компрессором НД с температурой 350...500 К), «горячего» воздуха, имеющего более высокую температуру ( $T^*_к = 700...900$  К). В буферной полости поддерживают низкий уровень избыточного давления (не более 50 кПа), поэтому в эту полость будут происходить утечки как «горячего» воздуха (с давлением 0,5 ... 2 МПа), так и «холодного» воздуха (с небольшим избыточным давлением).

Очевидно, что в рассматриваемых типах опор коммуникации масляной системы и системы суфлирования, а также трубопроводы подвода «холодного» воздуха и отвода воздуха из буферной полости могут быть

выведены наружу только перед камерой сгорания. Альтернативного решения здесь нет. Указанные пять типов трубопроводов проходят через полые обтекатели, выполненные в виде радиальных аэродинамических профилей, размещенных во входном диффузоре камеры сгорания. Сечение самих трубок внутри этих профилей должны иметь приплюснутый вид.

Такой тип опор широко использован во многих конструкциях двухвальных ТРДД, созданных на фирме «Пратт-Уитни». По такой конструктивной схеме осуществлена тепловая защита опоры рассматриваемого типа в двигателе JT-9D и др.

Однако, оценивая указанные достоинства рассматриваемой схемы тепловой защиты масляных полостей опор, необходимо учитывать и присущий ей недостаток. Он заключается в необходимости вносить в конструкцию ГТД элементы, приводящие к локальному загромождению воздушного тракта в зоне входного диффузора камеры сгорания полыми рёбрами для вывода за пределы корпуса двигателя вышеописанных коммуникаций (масляных и воздушных). Причём, при использовании в двигателе камер сгорания трубчато-кольцевого типа или кольцевых со сравнительно небольшим количеством горелок, вывод требуемых коммуникаций может быть осуществлён с помощью полых рёбер, размещённых внутри входного диффузора между секциями горелок, не вызывая существенного возмущения воздушного потока на входе во фронтальные устройства горелок. Но что касается двигателей с кольцевыми многофорсуночными камерами сгорания, то для них крайне нежелательно производить даже незначительное загромождение проходного сечения канала диффузора на входе в камеру сгорания. Это связано не только с дополнительными гидравлическими потерями воздушного потока. Главное, что это может приводить к повышенной окружной неравномерности поля температур перед турбиной. И к тому же усложнит решение вопроса о выполнении требуемых норм по эмиссии выхлопных газов. Кроме того, не исключено проявление влияния указанных рёбер на возникновение автоколебаний лопаток в турбине.

В связи с этим, следует принять во внимание, что у всех авиационных ГТД, созданных в последние десятилетия, используют только камеры сгорания кольцевого типа и их рассматривают в качестве более перспективных. С учётом этого можно сделать следующий вывод: при проектировании двухвальных ТРДД нового поколения в их конструкции нецелесообразно предусматривать размещение опор подшипниковых роторов на участке между компрессором и турбиной.

#### **4.2.2. Опоры, связанные с наружным корпусом камеры сгорания**

У семейства двухвальных ТРДД марки «НК», созданных на базе двигателя НК-8 (НК-8-2У, НК-8-4, НК-86), отличающихся высокой надёжностью и большими эксплуатационными ресурсами, в зоне камеры сгорания отсутствует опора ротора турбокомпрессора. В силовой схеме турбин всех указанных двигателей ротор НД опирается на роликовый подшипник, связанный с силовым корпусом двигателя, а между ротором ВД и НД установлен межвальный подшипник. По существу у этих двигателей рассматриваемая опора размещена за турбиной. Эти двигатели, установленные на дозвуковых самолётах (соответственно, ТУ-154Б, ИЛ-62 и ИЛ-86), в процессе многолетней эксплуатации с использованием в масляной системе минерального масла МС-8п не имели замечаний, относящихся к рассматриваемой теме. А в масляной системе двигателя НК-144, устанавливаемого на сверхзвуковом пассажирском самолёте ТУ-144, использование синтетического масла ИПМ-10 также осуществлялось нормально без всяких замечаний к его физико-химическим свойствам и к смазывающей способности.

Отличительной особенностью указанных двигателей является то, что масляная полость опоры турбины имеет автономное суфлирование. Причём её суфлёр-сепаратор встроен внутри этой полости, а его рабочее колесо приводится во вращение от ротора НД. Отвод воздуха, очищенного от частиц масла, у указанных дозвуковых двигателей осуществлён на срез сопла. Каналы подвода и слива масла проходят за турбиной внутри

полых рёбер, продуваемых холодным воздухом из наружного контура.

Таким образом, рациональный выбор конструктивно-силовой схемы рассматриваемых двигателей «НК», а также использование автономного суфлирования масляной полости опоры турбины, позволили изначально создать предпосылки для обеспечения возможности «щадящего» режима эксплуатации масла. Этому также способствовало то обстоятельство, что у данных ТРДД топливо, используемое для охлаждения масла, имело хладоресурс, достаточный для поддержания рабочей температуры масла на приемлемом уровне. И ещё здесь важно отметить, что вследствие сравнительно невысокого давления в междисковых полостях турбины при разработке её конструкции не возникло необходимости введения буферной полости для исключения возможности прорыва горячего воздуха, охлаждающего диски турбины, в предмасляные полости турбины.

#### **4.2.3. Опоры с межвальным подшипником, расположенные за турбиной**

В конструктивно-силовой схеме турбины всех модификаций современного двигателя CFM-56, отличающихся значительно более высокими уровнями термодинамических параметров по сравнению с рассмотренными ТРДД «НК», опора турбины также размещена за её последней ступенью. При этом ротор турбины высокого давления опирается на межвальный подшипник, а ротор турбины низкого давления – на роликовый подшипник, связанный со статором. Поскольку опора турбины у рассматриваемых двигателей расположена в относительно низкотемпературной зоне, то очевидно, что для соответствующих трубопроводов подвода и слива масла не сложно было решить проблему их тепловой защиты.

Так как эти двигатели имеют большую степень двухконтурности, то для привода вентилятора и подпорных ступеней компрессора потребовалось использовать многоступенчатую турбину НД. В конструкции этой турбины, в отличие от турбины двигателей «НК», предусмотрена буферная полость, исключающая возможность подмешивания горячего воздуха, охлаждающего диски турбины, к холодному воздуху, надду-

вающему уплотнения масляной полости турбины. При этом следует отметить рационально организованное охлаждение дисков турбины с использованием ряда потоков воздуха, отбираемого в нескольких зонах компрессора.

Большим достоинством конструкции турбины является то, что рабочее колесо суфлёра, осуществляющее очистку от частиц масла воздуха, удаляемого из масляной полости этого узла, размещено непосредственно внутри этой полости на валу турбины НД. А сброс воздуха, очищенного в суфлёре, производят в затурбинную зону с помощью трубопровода, связанного со статором и расположенного вдоль оси двигателя. Такое конструктивное решение исключает необходимость в тепловой защите отводного канала суфлирования, размещённого в низкотемпературной зоне.

Таким образом, для перспективных двухвальных ТРДД с высоким уровнем теплонапряженности при разработке конструкции турбины несомненно полезным будет использование описанных силовых схем данного узла, а также способа суфлирования масляной полости опоры турбины, реализованных в конструкциях указанных модификаций двигателей «НК-8» и CFM-56.

#### 4.2.4. Опоры трехвальных двигателей, расположенные между каскадами турбин

В наиболее неблагоприятных условиях оказываются масляные полости опор, расположенных между каскадами трёхвальных турбин. У ранее созданных трёхвальных ТРДД в конструкции турбины были использованы два варианта расположения опор роторов.

*1-й вариант - двухопорный.* В опоре, размещённой в зоне второго соплового аппарата, установлено два роликовых подшипника (для первого и второго каскадов турбины); для третьего каскада турбины предусмотрена отдельная опора, размещённая за последней ступенью турбины. В такой схеме все роликовые подшипники через силовые элементы связаны с корпусом турбины.

*2-й вариант – одноопорный.* В конструкцию турбины входит опора общая для трёх её каскадов. Она размещена в зоне второго соплового аппарата, через полые лопатки которого проходят силовые стойки и

коммуникации масляной системы и системы суфлирования опоры. В такой схеме валы роторов второго и третьего каскадов турбины опираются на роликовые подшипники, установленные в корпусном узле, а вал первого каскада турбины опирается на межвальный подшипник (установленный между роторами первого и второго каскадов).

1-й вариант силовой схемы турбины реализован, например, в конструкции двигателей RB-211, Д-36 и др., а 2-й вариант использован в конструкции турбин двигателей RB-199 и НК-25. Ниже рассмотрены конструктивные особенности турбин таких двигателей в плане обеспечения тепловой защиты масляных полостей их опор.

**4.2.4.1** У двигателя Д-36 в межкаскадной опоре турбины (рис. 1) коммуникации масляной системы проложены через полые лопатки второго соплового аппарата. Поскольку при работе двигателя эти лопатки раскалены добела, то, кроме тепловой изоляции труб подвода и слива масла, а также труб суфлирования, предусмотрена продувка «холодным» воздухом внутренних полостей соответствующих сопловых лопаток. Этот же воздух, подводимый от пятой ступени компрессора внешним трубопроводом в периферийную зону второго соплового аппарата, пройдя в радиальном направлении к корпусу подшипников, далее используется для наддува уплотнений масляной полости рассматриваемой опоры. Поскольку с этим воздухом соседствует более «горячий» (на  $\approx 150^\circ\text{C}$ ) воздух, отбираемый от 10-й ступени компрессора (охлаждающий диски турбины), то неизбежно будет происходить его подмешивание к «холодному» воздуху, наддувающему уплотнения масляной полости.

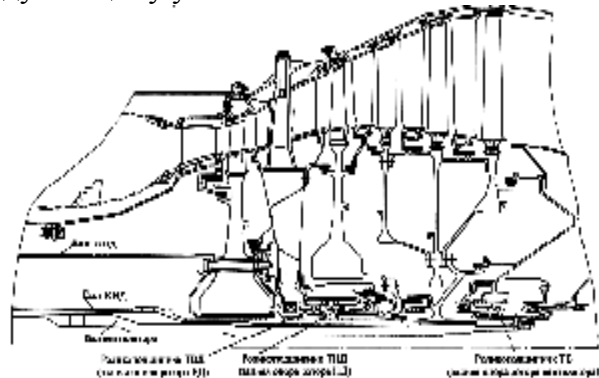


Рис. 1. Турбина двигателя Д-36

При этом следует учитывать, что давления упомянутого «горячего» воздуха имеет весьма высокий уровень, так как оно должно по величине превосходить давление в газовом тракте в зоне второго соплового аппарата турбины. Поэтому его подмешивание к «холодному» воздуху будет значительным. А создать в данной опоре буферную полость между «горячим» и «холодным» воздухом без существенного усложнения конструкции практически невозможно. Поскольку рассматриваемая опора размещена в высокотемпературной зоне, то её масляная полость сведена к минимально возможной величине. Вследствие этого в конструкции масляной полости маслосборник имеет весьма малую величину, что создает предпосылки для утечек масла через разрезные кольца РТКУ при остановках двигателя: когда прекращается наддув уплотнений, то центробежные силы подшипников могут приводить к утечкам масла из масляной полости.

Вторая опора турбины (концевая) окружена воздухом с гораздо более низкой температурой. Прокладка коммуникаций масляной системы и системы суфлирования у данной опоры осуществлена в низкотемпературной затурбинной зоне.

Очевидно, что для перспективных теплонеприжатых двигателей нецелесообразно в конструкции турбины использовать рассмотренный вариант её силовой схемы, так как она не позволит обеспечить нормальное функционирование масляной системы и канала суфлирования межкаскадной опоры.

**4.2.4.2.** Одной из отличительных особенностей двигателя НК-25 является то, что у него роликовые подшипники всех трех каскадов турбины размещены в общей масляной полости (рис. 2). При этом сама опора совмещена с сопловым аппаратом третьей ступени турбины, т.е по существу данная опора находится между каскадами СД и НД.

Опора турбины имеет три концентрических силовых пояса: наружный, внутренний (вблизи от соплового аппарата) и корпус подшипникового узла. В последнем размещены роликовые подшипники каскадов СД и НД. Между валом ротора СД и хвостовиком турбины ВД установлен межвальный роликовый подшипник.

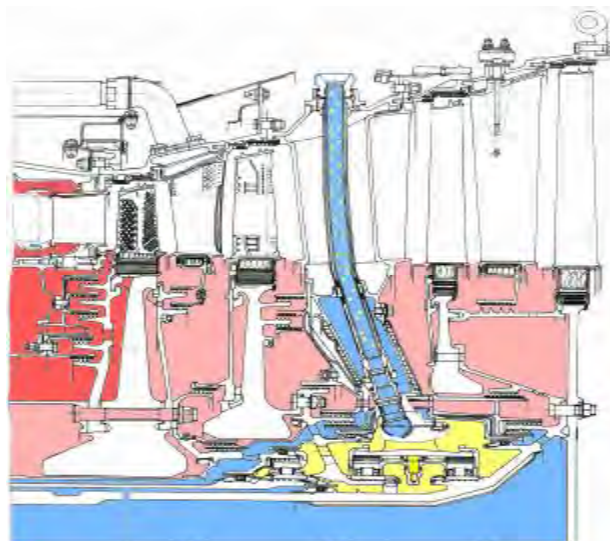


Рис. 2. Турбина двигателя НК-25

Корпус подшипникового узла с помощью двух тонкостенных диафрагм связан с внутренним корпусом опоры. А последний, в свою очередь, связан с наружным корпусом с помощью шести силовых стоек, проходящих внутри полых лопаток третьего соплового аппарата. При этом сами лопатки соплового аппарата не включены в силовую схему опоры, поэтому они нагружены только газовыми силами.

Внутри полых лопаток соплового аппарата проложены также радиальные трубопроводы подвода масла к подшипникам и его слива, а также трубы суфлирования масляной полости опоры (рис.3). Масляная полость рассматриваемой опоры отделена от воздушных полостей пятью контактными радиально-торцевыми уплотнениями: одно из них установлено между статором и ротором НД, второе - между статором и ротором СД, третье - между валами НД и СД, и два межвальных уплотнения «СД-ВД».

Надув указанных уплотнений осуществлен воздухом, отбираемым за восьмой ступенью компрессора. К уплотнениям, расположенным с передней стороны масляной полости, этот воздух подведен по двум кольцевым зазорам: между валом СД и цилиндрической проставкой (прикрепленной к диску 8-ой ступени компрессора и к хвостовику диска турбины ВД) и между валами НД и СД. К уплотнению, расположенному сзади масляной полости, воздух подведен по валу ротора НД, а далее из предмасляной полости часть этого воздуха отводится в междиафрагменную полость. Сброс воздуха, наду-

вающего уплотнения масляной полости, производится в наружный контур двигателя.

Охлаждение всех дисков турбины (кроме первого) производится воздухом, отбираемым за двенадцатой ступенью компрессора. При этом имеет место подмешивание этого «горячего» воздуха к «холодному» воздуху, надувающему уплотнения масляной полости. Очевидно, что если бы удалось организовать буферную полость между «горячим» и «холодным» воздухом, то можно было бы в предмасляной полости иметь температуру воздуха  $\leq 200^\circ\text{C}$ , а величину теплоотдачи в масло в этой опоре существенно уменьшить.

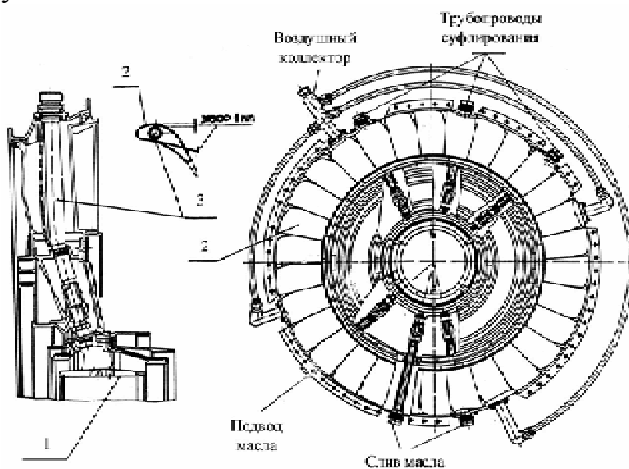


Рис.3. Схема трубопроводов масляной системы и системы суфлирования опоры турбины двигателя НК-25:

- 1 - корпус подшипника; 2- сопловая лопатка;  
3- радиальный трубопровод

Для тепловой защиты масляной полости опоры турбины в зоне корпуса подшипников

установлены дефлекторы. Но их эффективность сравнительно невелика, т.к. основное тепло в масляную полость поступает с воздухом, проникающим через уплотнения ( $G_B > 60 \frac{\text{c}}{\text{c}}$ ), а также передается через её стенки за счет конвективного теплообмена с потоком обтекающего воздуха.

Как известно, нагарообразование в зоне подшипниковых узлов ГТД происходит при останове двигателя. Причём, наибольший заброс температур стенок происходит в трубах суфлирования, прокладываемых через лопатки сопловых аппаратов. Поэтому при дальнейшем освоении более высоких температур газов ( $T_T^*$ ) необходимо использовать другие конструктивные решения, обеспечивая размещение трубопроводов суфлирования масляной полости опоры турбины в относительно низкотемпературной зоне.

Таким образом, очевидно, что для вновь создаваемых трёхвальных ТРДД и второй вариант конструктивно-силовой схемы турбины нецелесообразно рассматривать в качестве перспективного, хотя у него меньше недостатков по сравнению с первым вариантом размещения опор роторов

При этом необходимо также учесть, что, по мнению специалистов ЦИАМ, перспективные ТРДД должны быть двухвальными. К такому же выводу пришли и разработчики двигателей ведущих фирм США.

## ABOUT THE THERMAL PROTECTION OF THE OIL CAVITIES FOR DESIGNING GAS TURBINE ENGINES

© 2009 A. Ye. Tryanov, O. A. Grishanov, A. S. Vinogradov

Samara State Aerospace University

The necessity of a effective thermal protection for a oil cavities in the air engines with the high temperature level is proved. For turbojet bypass engines the influence on the reliability of the following factors is shown. There are a choice of the turbine constructive scheme, a structure of cooling air flows inside the turbine and a the turbine oil cavity.

Engine, compressor, turbine, oil system, bearing, seal, oil cavity, buffer cavity, thermal protection, draining

Информация об авторах

**Трянов Анатолий Ефимович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: проблемы надёжности ГТД, энергетических установок и их систем.

**Гришанов Олег Алексеевич**, кандидат технических наук, начальник отдела ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова». Тел: (846) 950-71-14. Область научных интересов: конструкция авиационных двигателей.

**Виноградов Александр Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов» Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846)-267-46-75. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей, надёжность машин.

**Tryanov Anatoly Yefimovich**, candidate of technical science, docent of department «Construction and design of aircraft engines» of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-75. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of research: problems of reliability for aircraft engine, power units and its systems.

**Grishnov Oleg Alekseevich**, candidate of technical science, chief of department Joint Stock Company “SSTC named after N.D. Kuznetsov”. Phone: (846) 950-71-14. Area of research: aircraft engine design.

**Vinogradov Alexandr Sergeevich**, candidate of technical science, assotiate professor of department «Construction and design of aircraft engines» of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-75. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of research: face seals, aircraft engine design, reliability of machines.



УДК 55.42.31; 55.03.33

**ВЛИЯНИЕ МИКРОПОЛЯРНЫХ СВОЙСТВ МАСЕЛ НА ДИНАМИКУ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ**

© 2009 Е. А. Задорожная, В. Г. Караваев, И. Г. Леванов, А. В. Чеснов

Южно-Уральский государственный университет

Рассмотрена методика расчёта гидромеханических характеристик (ГМХ) сложнагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями. В основу положена теория течения микрополярных жидкостей Эрингена. Эффективная температура смазочного слоя подшипника скольжения конечной длины рассчитывается из уравнения теплового баланса. Решены тестовые задачи и оценено влияние параметров микрополярных масел на ГМХ подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания.

*Сложнагруженные подшипники скольжения, микрополярные жидкости, уравнение Рейнольдса*

Для улучшения условий работы подшипников скольжения в масла вводят различные присадки, в том числе порошкообразные. Масла с такими присадками представляют собой смеси, состоящие из беспорядочно ориентированных микрочастиц (молекул), взвешенных в вязкой жидкости. Гидромеханические характеристики подшипников, у которых толщина смазочного зазора сравнима с размерами микрочастиц, не могут быть рассчитаны на основе ньютоновского реологического закона.

Эринген [1] первым для моделирования процесса смазки подшипников скольжения маслами, содержащими порошкообразные присадки, предложил пренебречь деформацией микрочастиц и ввёл понятие «микрополярных жидкостей» – особых сред, состоящих из беспорядочно ориентированных твёрдых микрочастиц, взвешенных в движущейся вязкой жидкости и обладающих собственным вращательным движением. В результате наложения движений микрополярные жидкости приобретают неньютоновские свойства.

Основываясь на модели Эрингена, Аллен и Клайн [2] рассмотрели простейшую двумерную задачу течения микрополярной жидкости, содержащей твёрдые микрочастицы в виде сфер в тонком смазочном слое, разделяющем две поверхности, и сделали вывод, что присутствие в смазке таких микрочастиц приводит к увеличению результирующего касательного напряжения в смазочном слое.

Пракаш, Синха [3, 4] обосновали модифицированное уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое радиального подшипника с микропо-

лярной смазкой. На основе введения безразмерных параметров микрополярности: параметра  $N$ , связывающего ньютоновскую и вихревую вязкость, и параметра  $L$  взаимосвязи между геометрией и свойствами жидкости, они подробно рассмотрели зависимость от этих параметров ГМХ подшипника бесконечной длины с невращающимся шипом, нагруженным внешней синусоидальной нагрузкой. Проведённый ими анализ показал, что применение микрополярных жидкостей существенно отражается на ГМХ подшипника, в частности, приводит к возрастанию толщины смазочного слоя.

Пракаш, Кристенсен [5], применив теорию Эрингена в простейшей плоской упругодинамической задаче, подтвердили эффект увеличения толщины смазочного слоя.

Прокопьев В.Н. [6, 7] впервые рассмотрел задачу динамики радиального подшипника с микрополярной смазкой, нагруженного внешними силами, меняющимися по модулю и направлению. Концепция, которой придерживался автор, основана на том, что ГМХ сложнагруженного подшипника следует находить в процессе расчёта траектории (орбиты) движения центра цапфы. Распределение гидродинамических давлений в смазочном слое определялось интегрированием модифицированного уравнения Рейнольдса на основе теории «короткого» подшипника. Проанализировано влияние микрополярных смазок на траекторию движения центра цапфы сложнагруженного подшипника. На основе результатов расчёта подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания сделан вывод, что присутствие в масле мелкодисперсных

порошкообразных присадок существенно улучшает ГМХ.

Типей [8], исследуя характеристики короткого статически нагруженного подшипника, отметил, что микрополярные масла увеличивают гидродинамические давления в смазочном слое, несущую способность, момент трения.

Во всех упомянутых работах практические результаты получены на основе интегрирования уравнения Рейнольдса для давлений в изотермической постановке. Тепловые процессы, происходящие в системе «цапфа – смазочный слой – втулка», не рассматривались и ГМХ рассчитывались для некоторых произвольно выбранных значений эффективных (среднеинтегральных) температур смазочного слоя. Отметим, что в упомянутых работах рассматривались задачи расчёта короткого подшипника, кавитационные процессы в смазочном слое не учитывались, что снижает достоверность полученных результатов. Не учитывалось и наличие источников подачи смазки.

Пытаясь уточнить модель, авторы работы [9] сформулировали термогидродинамическую задачу смазки радиального сложнагруженного подшипника с идеальной геометрией смазочного зазора с учетом явления кавитации смазочного слоя и его теплообмена с поверхностями подшипника. Однако, практические результаты получены ими только для случая статического нагружения подшипника.

Коллективом кафедры «Автомобильный транспорт» ЮУрГУ, к которому принадлежат авторы данной работы, накоплен значительный опыт расчёта сложнагруженных подшипников скольжения, смазываемых обычными ньютоновскими и простыми неньютоновскими маслами, в том числе подшипников конечной длины с неидеальной геометрией, с учётом кавитации смазочного слоя и его переменной от цикла к циклу эффективной температурой [7, 10, 11, 12].

Основная концепция, которой придерживаются авторы, сводится к тому, что применение микрополярных масел для смазки подшипников поршневых и роторных машин способствует улучшению большинства ГМХ подшипников только в случае, когда

параметры микрополярности подобраны правильно. Вторая концепция состоит в том, что методология расчёта ГМХ подшипников, смазываемых микрополярными жидкостями, должна опираться на возможно более точные и многократно проверенные математические модели и опыт, приобретённый при расчёте подшипников, смазываемых ньютоновскими и простыми неньютоновскими маслами. У последних эффективная вязкость смазочного слоя зависит не только от температуры, но и скоростей сдвига в смазочном слое.

В настоящей статье представлено модифицированное обобщённое уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое радиального сложнагруженного подшипника конечной длины, смазываемого микрополярной жидкостью. Неизотермичность течения смазки учитывается введением понятия эффективной температуры смазочного слоя, значения которой корректируются в процессе расчёта ГМХ. Приведены примеры расчёта ГМХ коренных и шатунных подшипников ДВС.

Проблематику теории сложнагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярной жидкостью, можно охарактеризовать совокупностью методов решения четырёх взаимосвязанных задач расчёта:

- поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности цапфы и втулки, при произвольном законе их относительного движения;
- траектории движения центра цапфы;
- эффективной температуры смазочного слоя  $T_{\text{э}}$ , определяемой из равенства за некоторый период нагружения теплоты, рассеянной в смазочном слое и отведённой из подшипника смазкой, вытекающей в его торцы;
- интегральных ГМХ подшипников.

Микрополярная жидкость характеризуется тремя физическими константами  $\mu, \mu_1, \gamma$ , в отличие от ньютоновской жидкости, у которой лишь одна константа  $\mu$ . Параметр  $\mu_1$  имеет размерность вязкости. Поскольку он проявляется в результате учета микровращений, естественно, что его называют коэффициентом вязкости при вращательном движении (коэффициентом вихре-

вой вязкости): он характеризует сопротивление вращательному движению подобно тому, как коэффициент  $\mu$  характеризует сопротивление поступательному движению. Коэффициент  $\gamma$  имеет размерность  $[\ell^2 \cdot \mu]$ , и с его помощью составляется параметр длины  $\ell = \sqrt{\gamma/4\mu}$ , характеризующий размеры молекул смазочной жидкости.

С помощью коэффициента  $\mu_1$  и параметра  $\ell$  можно рассчитать так называемые параметры микрополярности:

$$N = \left( \frac{\mu_1}{2\mu + \mu_1} \right)^{1/2}, \quad L = \frac{h_0}{\ell}, \quad (1)$$

где  $h_0$  – характерная толщина смазочного слоя.

Очевидно, что микрочастицы должны свободно проходить через минимальный зазор в подшипнике, то есть  $\ell \leq h_{\min}$ . Поэтому в расчётах принималось, что  $\ell$  изменяется в пределах  $(0,05 \dots 0,2) \cdot \Delta$ , где  $\Delta$  – номинальный радиальный зазор подшипника.

Так как величина коэффициента  $\mu_1$  может быть получена лишь на основе экспериментальных исследований, проведение которых авторы запланировали, параметр  $N$  в расчетах принимался равным значениям из работы [7].

В отличие от динамики сложнагруженного радиального подшипника, смазываемого ньютоновской жидкостью, рассчитываемой на основе закона сохранения количества движения и сохранения массы, в случае смазки микрополярной жидкостью для описания движения твёрдых микрочастиц дополнительно используется закон сохранения момента количества движения. Это приводит к тому, что задача определения поля гидродинамических давлений в смазочном слое решается на основе интегрирования модифицированного уравнения Рейнольдса. Для получения этого уравнения необходимо проинтегрировать систему дифференциальных уравнений, составленных на основе теорем (законов сохранения) об изменении количества движения и момента количества движения [13].

Для изотермического случая течения микрополярной смазки в круглоцилиндриче-

ском подшипнике модифицированное уравнение Рейнольдса имеет вид (2)

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho \frac{h^3}{12\mu_3} \cdot f(N, \ell, h) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \rho \frac{h^3}{12\mu_3} \cdot f(N, \ell, h) \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho \left( \frac{V_{1x} + V_{2x}}{2} \right) h \right] + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h), \end{aligned} \quad (2)$$

где  $r$  – радиус подшипника;  $\varphi$  – угловая координата;  $\rho$  – плотность смазки;  $h$  – толщина смазочного слоя;  $\omega_1, \omega_2$  – угловые скорости вращения втулки и цапфы;  $t$  – время;  $\mu_3$  – ньютоновская эффективная вязкость, соответствующая эффективной температуре смазочного слоя  $T_3$ . Значение последней рассчитывается из уравнения теплового баланса для смазочного слоя в целом [14, 7].

Уравнение (2) отличается от уравнения Рейнольдса для обычных ньютоновских смазочных жидкостей наличием функции  $f(N, \ell, h)$  (3):

$$f(N, \ell, h) = 1 + \frac{12\ell^2}{h^2} - \frac{6N\ell}{h} \operatorname{cth} \left( \frac{Nh}{2\ell} \right). \quad (3)$$

В безразмерной форме уравнение (2) представлено в работе [13].

Для расчета динамической вязкости  $\mu = \mu(T)$ , в отличие от предыдущих работ авторов, использовалась трехкомпонентная эмпирическая формула Фогеля:

$$\mu = C_1 \cdot \exp \left( C_2 / (T + C_3) \right), \quad (4)$$

где  $C_1, C_2, C_3$  – константы, являющиеся характеристиками смазочного материала.

Для определения констант были выполнены экспериментальные исследования вязкости масла 10W40, результаты которых представлены в табл.1. Эксперименты проводили на ротационном вискозиметре новейшей конструкции с компьютерным управлением Reotest RN 4.1. Значения коэффициентов  $C_i$  рассчитывались по формулам, следующим из зависимости (4):

$$C_3 = \frac{-\left[ T_1(T_3 - T_2) \ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) - T_3(T_2 - T_1) \ln\left(\frac{\mu_2}{\mu_3}\right) \right]}{\left[ (T_3 - T_2) \ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) - (T_2 - T_1) \ln\left(\frac{\mu_2}{\mu_3}\right) \right]}$$

$$C_2 = \frac{\ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) \cdot (T_1 + C_3) \cdot (T_2 + C_3)}{(T_2 - T_1)};$$

$$C_1 = \frac{\mu_1}{\exp(C_2 / T_1)}.$$

Экспериментально полученные и рассчитанные значения вязкости сравниваются на рис. 1.

Таблица 1- Экспериментальные значения вязкости

Характерная температура, °С	Динамическая вязкость, Па с
40	0,0707
100	0,0115
120	0,0076

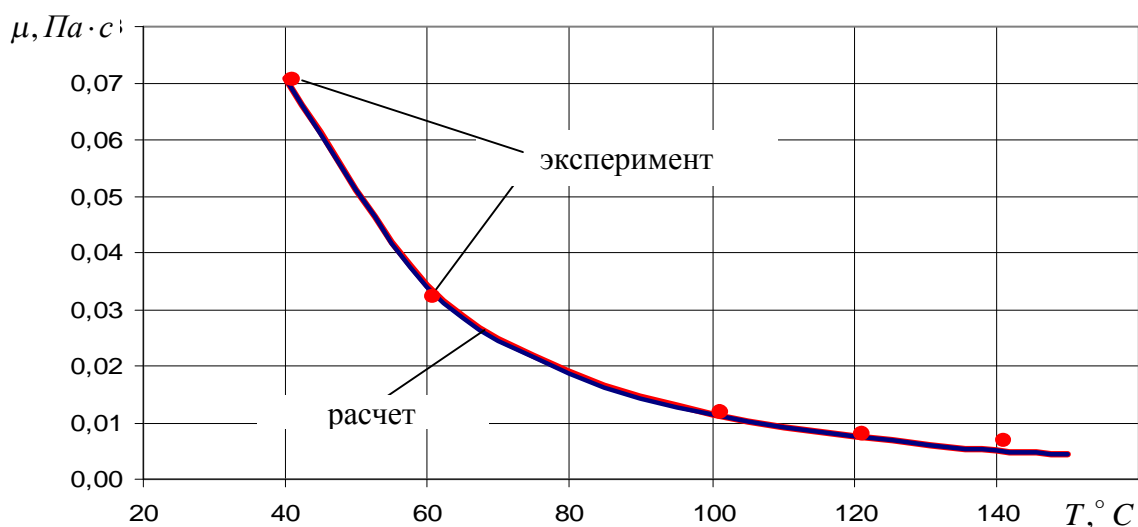


Рис.1. Зависимость динамической вязкости  $\mu$  масла 10W-40 от температуры  $T$ , °С

Исследование влияния параметров микрополярных жидкостей на динамику сложнонагруженных подшипников выполнялись на примере расчёта ГМХ четвертого коренного подшипника двигателя 8ДМ21 [6] (табл.2, рис.2а – 4а) и шатунного подшипника двигателей новой серии Т, производства ОАО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» [15] (табл. 3, рис. 2б – 4б).

Цифры 2, 5, 7 на графиках соответствуют номерам вариантов расчета из таблиц.

Анализ результатов расчета показывает, что параметры микрополярности не изменяют принципиальный вид зависимостей ГМХ от угла поворота коленчатого вала.

При фиксированном параметре  $L$  с возрастанием  $N^2$  (от 0 до 0,7) увеличивается как среднее, так и экстремальное значение толщины смазочного слоя. Максимальные гидродинамические давления в смазочном слое при этом снижаются. Потери мощности на трение в подшипнике возраст-

тают на  $\approx 20\%$ , гидродинамические давления  $sup P_{max}$  снижаются. Среднеинтегральная температура смазочного слоя  $T_s^*$  увеличивается при этом на 5...7°C, но остаётся в допустимых пределах ( $< 110^\circ\text{C}$ ). Кроме того, происходит увеличение расхода смазки через торцы подшипника.

При  $L \rightarrow \infty$  и  $N \rightarrow 0$  достигается предельный случай, то есть смазка теряет свойства микрополярности и становится ньютоновской. Это подтверждается полным совпадением результатов расчетов № 6 и № 7 (см. табл. 2 – 3). Следовательно, при очень малом характерном размере микрочастиц, содержащихся в смазочном материале, они не вносят в механизм смазки неньютоновских свойств.

Отметим, что результаты расчёта ГМХ сложнонагруженных подшипников конечной длины получены впервые. При этом поле давлений в смазочном слое находилось

интегрированием уравнения Рейнольдса (2) при граничных условиях Свифта-Штибера с

использованием высокоэффективных алгоритмов, ранее разработанных авторами [16].

Таблица 2. Гидромеханические характеристики 4-го коренного подшипника двигателя 8ДМ21

№	Характеристики микрополярных жидкостей		Гидромеханические характеристики подшипников $T_{ex} = 90^\circ C, P_{ex} = 0,5 МПа$						
	$L$	$N^2$	$inf h_{min},$ мкм	$\alpha_h,$ град	$h_{min}^*,$ мкм	$sup P_{max},$ МПа	$N^*,$ Вт	$Q_B^*,$ кг/с	$T_9^*,$ °C
1	10	0,3	5,27	400	11,45	103,3	1869	0,083	101,7
2	10	0,5	6,40	399	12,96	99,3	1975	0,078	103,2
3	10	0,7	8,20	402	15,04	95,8	2013	0,073	104,3
4	5	0,5	6,33	403	13,01	97,6	2100	0,073	105,0
5	20	0,5	6,16	402	12,39	102,6	1836	0,083	101,5
6	$\rightarrow \infty$	$\rightarrow 0$	3,97	415	9,74	110,0	1670	0,093	99,37
7	Ньютоновская жидкость		3,97	415	9,74	110,0	1670	0,093	99,37

Таблица 3- Гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя 4Т

№	Характеристики микрополярных жидкостей		Гидромеханические характеристики подшипников $T_{ex} = 90^\circ C, P_{ex} = 0,5 МПа$						
	$L$	$N^2$	$inf h_{min},$ мкм	$\alpha_h,$ град.	$h_{min}^*,$ мкм	$sup P_{max},$ МПа	$N^*,$ Вт	$Q_B^*,$ кг/с	$T_9^*,$ °C
1.	10	0,3	2,42	390	5,20	306,3	648,6	0,020	106,6
2.	10	0,5	2,97	400	6,00	287,4	694,8	0,020	108,4
3.	10	0,7	3,93	398	7,23	265,8	734,6	0,019	110,3
4.	5	0,5	2,94	397	5,69	285,4	730,1	0,019	110,4
5.	20	0,5	2,94	396	5,83	293,6	653,4	0,020	106,7
6.	$\rightarrow \infty$	$\rightarrow 0$	1,88	394	4,34	335,8	569,5	0,022	103,4
7.	Ньютоновская жидкость		1,88	394	4,34	335,8	569,5	0,022	103,4

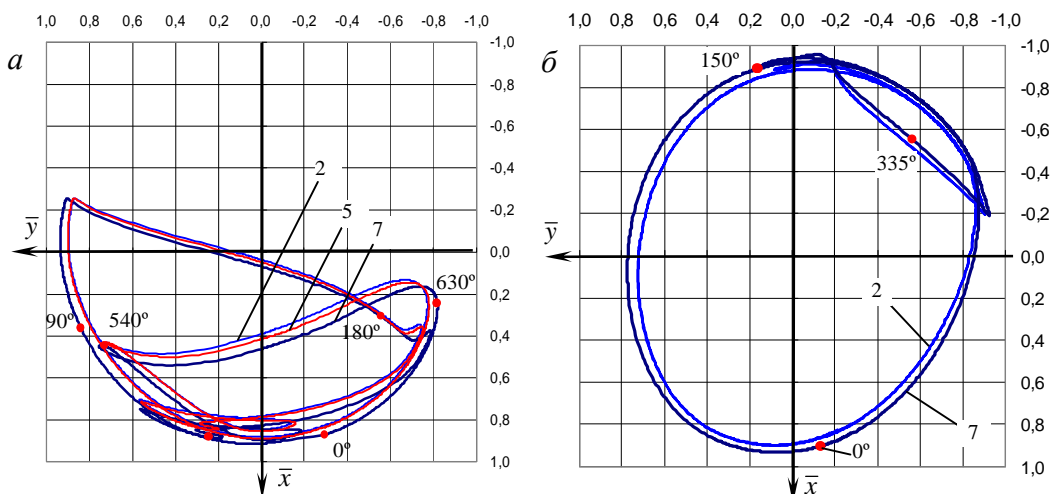


Рис.2. Траектории движения центра цапфы:  
а) 4-го коренного подшипника двигателя 8ДМ21;  
б) шатунного подшипника двигателя 4Т

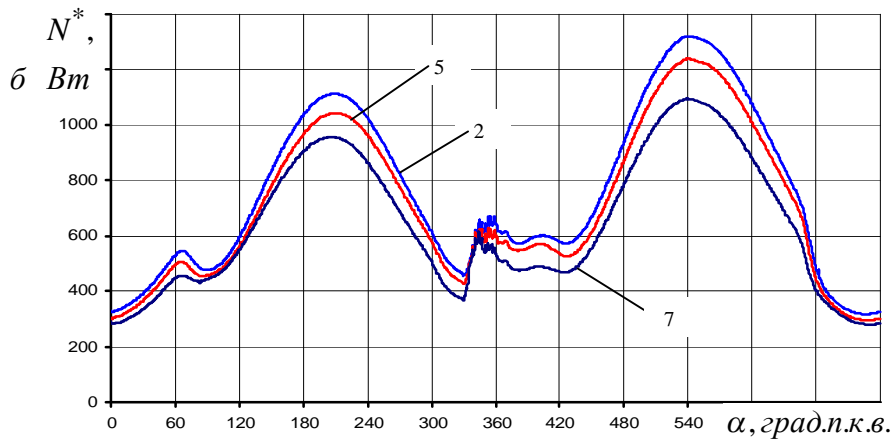
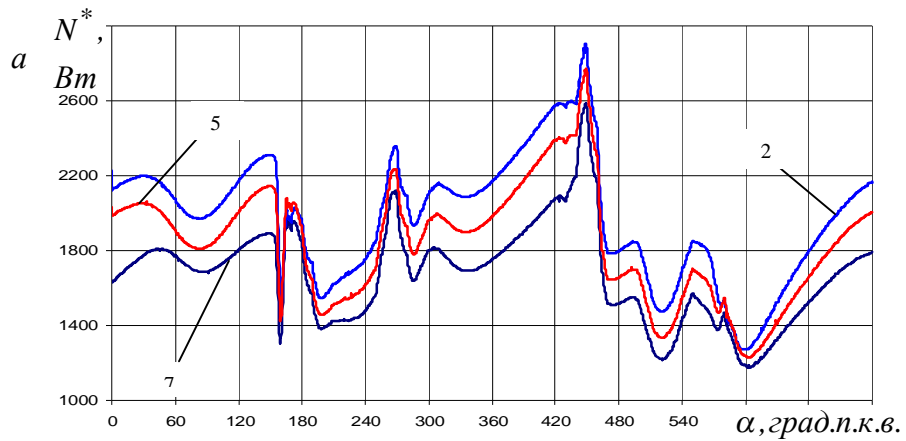


Рис. 3. Зависимость потерь мощности на трение от угла поворота коленчатого вала:  
 а) в 4-м коренном подшипнике двигателя 8ДМ21;  
 б) в шатунном подшипнике двигателя 4Т

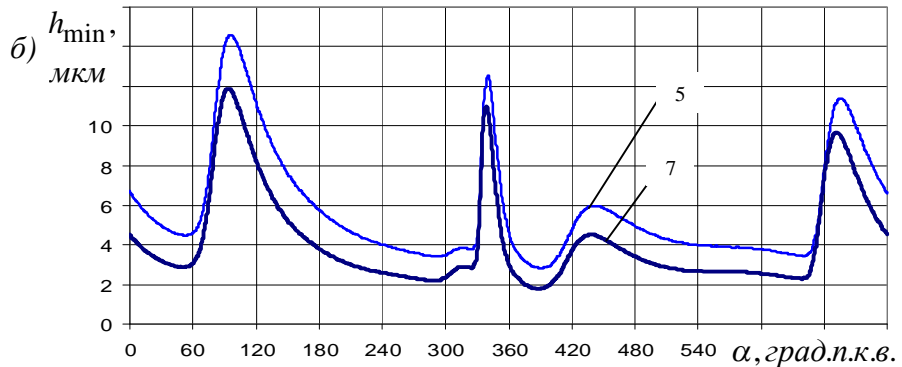
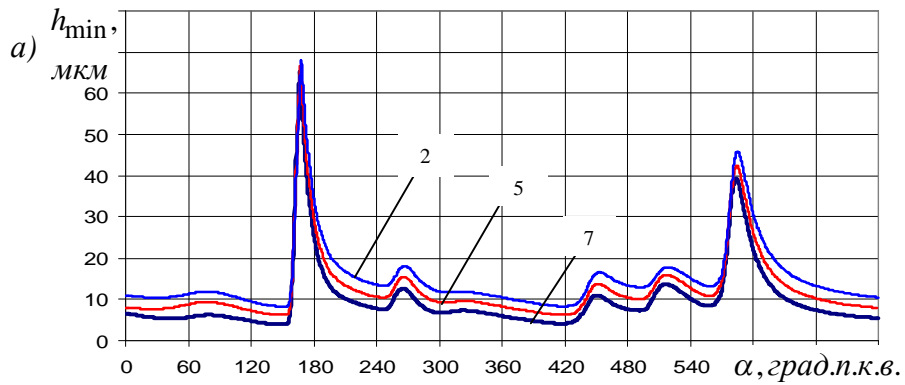


Рис. 4. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала:  
 а) для 4-го коренного подшипника двигателя 8ДМ21;  
 б) для шатунного подшипника двигателя 4Т

Планируется в дальнейшем получить более точные результаты, используя для определения поля давлений уравнение Элрода, интегрируя его при граничных условиях ЯФО [14] на основе реализации новой версии алгоритма сохранения массы, детально разработанной авторами.

Остаются актуальными задачи расчёта ГМХ подшипников, смазываемых микрополярными жидкостями, с учетом произвольной геометрии смазочного слоя, деформаций поверхностей втулки подшипника.

Естественно, что полученные результаты окажутся ценными для практики только в случае экспериментального обоснования величины параметров микрополярности  $N$  и  $L$ . Дальнейшие исследования авторов направлены на экспериментальное обоснование этих величин для современных загущенных масел.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554).

#### Библиографический список

1. Eringen, A. C. Theory of micropolar fluids/ A. C. Eringen // J Math Mech.- 1966. -vol. 16.- P.1–18.
2. Аллен, Клайн. Теория смазки для микрополярных жидкостей/ Клайн Аллен // Прикладная механика. -1971. -№3. -С. 67–71.
3. Пракаш, Синха. Теория сдвигания плёнок микрополярных жидкостей/ Пракаш Синха // Проблемы трения и смазки. -1976. - № 1. -С.147-153.
4. Пракаш, Синха. Циклическое сдвигание плёнки в радиальных подшипниках с микрополярной смазкой/ Пракаш, Синха // Проблемы трения и смазки.-1976. -№ 3.- С. 67-73.
5. Пракаш, Кристенсен. Микроконтинуальная теория входной области упругогидродинамических контактов/ Пракаш, Синха // ASME. -1976. -С. 24–30.
6. Прокопьев, В.Н. Динамика радиальных опор скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями/ В.Н. Прокопьев, Н.В. Анисимова // Техническая эксплуатация, надёжность и совершенство-

вание автомобилей: науч. тр. ЧПИ. -1982. - №276. -С.48 -65.

7. Прокопьев, В.Н. Прикладная теория и методы расчёта гидродинамических сложнагруженных опор скольжения: дис. ... д-р. техн.наук / В.Н. Прокопьев. – Челябинск, ЧПИ, 1985. – 455 с.

8. Типей. Анализ смазки подшипников микрополярными жидкостями и его применение к коротким подшипникам / Типей.// Проблемы трения.- 1979. -Т. 101. -№ 3. - С.123–131.

9. Xiao-Li, Wang. Numeric analysis of journal bearings lubricated with micropolar fluids including thermal and cavitating effects/ Xiao-Li Wang, Ke-Oin Zhu // J. Tribology International. -Vol.39. -2006. -P.227–237.

10. Прокопьев, В.Н. Влияние на гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников скольжения некруглостей цапфы и вкладыша/ В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова // Вестн. ЮУрГУ. Сер. Машиностроение.- 2008. -№ 23(123).- Вып. 12. -С. 4–12.

11. Прокопьев, В.Н. Влияние неньютоновских свойств масел на нагруженность шатунных подшипников коленчатого вала/ В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Двигателестроение. -2008. -№ 3. -С. 40–42.

12. Прокопьев, В.Н. Термогидродинамическая задача смазки сложнагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями/ В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев // Вестн. ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. - 2003. -№1 (17). Вып. 3. -С. 56–66.

13. Прокопьев, В.Н. Гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями/ В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев // Двигателестроение. -2009. -№ 1. -С. 39-44.

14. Гаврилов, К.В. Применение алгоритма сохранения массы при расчёте гидромеханических характеристик и оптимизации конструктивных параметров сложнагруженных подшипников скольжения: дис. ... канд. техн. наук / К.В. Гаврилов. – Челябинск, 2006. – 157 с.

15. Прокопьев, В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте дина-

мики сложнонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К., А.К. Бояршинова, Гаврилов К.В. // Проблемы машиностроения и надежности машин. -2004. -№4. -С. 32–38.

16. Прокопьев В.Н., Задорожная Е.А., Караваев В.Г., Леванов И.Г., Чернейко С.В. Микрополярность. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №20096110348.

### References

1. Eringen A. C. Theory of micropolar fluids/*J Math Mech.* 1966. vol. 16. P.1-18.

2. Allen S.J, Kline K.A. Lubrication theory for micropolar fluids// *J. Appl. Mech.* 1971. №3. P. 67-71.

3. Prakash J., Sinha P. Squeeze film theory for micropolar fluids // *Problems of friction and lubricant.* 1976.1. P.147-153.

4. Prakash J., Sinha P. Cyclic squeezing of a film in radial bearings with micropolar greasing // *Problems of friction and lubricant.*1976. 3. P. 67-73.

5. Prakash J., Kristensen. Microcontinuum the theory of entrance area elastohydrodynamic contacts // *ASME.* 1976. P. 24-30.

6. Prokopyev V. N., Anisimova N. V. Dynamics of radial support of the sliding greased by micropolar liquids // *Technical operation, reliability and perfection of cars: Since /CPI.* 1982. №276. P.48-65.

7. Prokopyev V.N. Applied the theory and methods of calculation hydrodynamical complexsupport of sliding: diss. ... d-or tehс. sci / V.N. Prokopyev. - Chelyabinsk, CPI, 1985. - 455 P.

8. Типей. The analysis of greasing of bearings micropolar liquids and its application to short bearings // *Problems of friction.* 1979. Vol. 101.3. P.123-131.

9. Xiao-Li Wang, Ke-Oin Zhu. Numeric analysis of journal bearings lubricated with micropolar fluids including thermal and cavitating effects/ // *J. Tribology International.* Vol.39. 2006. P.227-237.

10. Prokopyev V.N., Bojarshinova A.K. Influence on hydromechanical characteristics of bush bearings under combined load ovalities pins and the loose leaf // *Bulletin SUSU. A series "Mechanical engineering".* 2008.23 (123), Vol. 12. P. 4-12.

11. Prokopyev V.N., Zadorozhnaya E.A., Levanov I.G. Influence of non-newtonian oil properties on stress in connecting-rod bearings// *Dvigatelsroenie.* 2008.3. P. 40-42.

12. Prokopyev V.N., Karavaev V.G. Termohydrodynamic a problem of greasing of bush bearings under combined load non-newtonian fluids // *Bulletin SUSU. A series Mechanical engineering.* 2003.№1 (17), Vol. 3. P. 56-66.

13. Prokopyev V.N., Zadorozhnaya E.A., Karavayev V.G. Hydromechanical Characteristics of bush bearings under combined load lubricated with micropolar fluids // *Dvigatelsroenie.* 2009. №1. P. 39-44.

14. Gavrilov K.V. Application of algorithm of preservation of weight at calculation of hydromechanical characteristics and optimization of design data of bush bearings under combined load: diss. ... cand.tech.sci./ K.V.Gavrilov. - Chelyabinsk, 2006. - 157 P.

15. Prokopyev V.N., Bojarshinova A.K. Application of algorithms of preservation of weight at calculation of dynamics of bush bearings under combined load// *Problems of mechanical engineering and reliability of machines.* 2004. №4. P. 32-38.

16. Prokopyev V.N., Zadorozhnaya E.A., Karavayev V.G., Levanov I.G., Cherneyko S.V. Micropolarity. The certificate on the state registration of the computer programs №20096110348.



**INFLUENCE OF MICROPOLAR PROPERTIES OF OILS ON DYNAMICS OF COMPLEX-LOADED JOURNAL BEARINGS**

© 2009 E. A. Zadorojnaya, V. G. Karavaev, I. G. Levanov, A. V. Chesnov

South Ural State University

The design procedure of hydromechanical characteristics (HMC) of bush bearings under combined load greased by micropolar fluids is considered. The theory of current of micropolar fluids by Eringen is put in a basis. The effective temperature of a lubricant film of the bearing of final length is calculated from the equation of thermal balance. Are solved test problems and influence of parameters of micropolar oils on HMC bearings of a crankshaft of an internal combustion engine is estimated.

*Bush bearings under combined load, micropolar fluids, Reynolds's equation***Информация об авторах**

**Задорожная Елена Анатольевна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Тел 8(351) 267-92-13. E-mail: [elena-nea@rambler.ru](mailto:elena-nea@rambler.ru). Область научных интересов: динамика роторов на опорах скольжения с плавающими втулками, гидродинамическая теория смазки.

**Караваяев Валентин Георгиевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая механика» Южно-Уральского государственного университета. Тел 8(351) 267-92-13. E-mail: [elena-nea@rambler.ru](mailto:elena-nea@rambler.ru). Область научных интересов: гидродинамическая теория смазки, динамика опор скольжения.

**Леванов Игорь Геннадьевич**, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Тел 8(351) 267-92-13. E-mail: [IL74-LIG@rambler.ru](mailto:IL74-LIG@rambler.ru). Область научных интересов: гидродинамическая теория смазки неньютоновских жидкостей.

**Чеснов Александр Викторович**, студент Южно-Уральского государственного университета. Тел 8(351) 267-92-13. E-mail: [comp993@susu.ac.ru](mailto:comp993@susu.ac.ru). Область научных интересов: гидродинамическая теория смазки неньютоновских жидкостей.

**Zadorozhnaya Elena Anatolevna**, candidate of engineering science, associate professor of «Motor Transport» department of the South Ural State University. Phone 8(351) 267-92-13, E-mail: [elena-nea@rambler.ru](mailto:elena-nea@rambler.ru). Area of research: dynamics of rotors on floating bushed journal bearings, hydrodynamic lubrication theory.

**Karavaev Valentin Georgievich**, candidate of engineering science, associate professor of «Theoretical mechanics» department of the South Ural State University. Phone. 8(351) 267-92-13. E-mail: [elena-nea@rambler.ru](mailto:elena-nea@rambler.ru). Area of research: dynamics of rotors on floating bushed journal bearings, hydrodynamic lubrication theory.

**Levanov Igor Gennadevich**, post-graduate student of «Motor Transport» department of the South Ural State University. Phone 8(351) 267-92-13. E-mail: [IL74-LIG@rambler.ru](mailto:IL74-LIG@rambler.ru). Area of research: hydrodynamic lubrication theory of Non-Newtonian fluids.

**Chesnov Alexandr Viktorovich**, student of the South Ural State University. Phone 8(351) 267-92-13. E-mail: [comp993@susu.ac.ru](mailto:comp993@susu.ac.ru). Area of research: hydrodynamic lubrication theory of Non-Newtonian fluids.

УДК 621.436:62-242+621.891

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

© 2009 Ю. В. Рождественский<sup>1</sup>, А. А. Дойкин<sup>1</sup>, В. С. Мурзин<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Южно-Уральский государственный университет  
<sup>2</sup>ООО «ГСКБ Трансдизель»

Исследованы штатный поршень, поршень с галерейным масляным охлаждением, стальной тонкостенный и составной поршни форсированного дизельного двигателя. В ходе расчётов, основанных на гидродинамической теории смазки, была подтверждена их работоспособность, определены гидромеханические характеристики сопряжения «поршень-цилиндр». Найдены оптимальные параметры профиля юбки для каждого поршня, позволяющие сократить потери мощности на трение, расход смазки в направлении камеры сгорания, увеличить минимальную за цикл толщину смазочного слоя.

*Гидродинамическая теория смазки, дизельный двигатель, трибосопряжение «поршень – цилиндр»*

Тракторные двигатели в процессе эксплуатации подвергаются действию значительных нагрузок, в то же время требования к надёжности и экономичности таких двигателей очень высоки. Совершенствование конструктивных параметров поршня, обеспечивающих улучшение гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень – цилиндр», является одним из первоочередных путей повышения надёжности и экономичности.

В целях снижения тепловой нагруженности для дизеля ЧН 13/15 с неразделённой камерой сгорания разработаны поршни различного конструктивного исполнения [1]. Кроме штатной конструкции были предложены поршень с галерейным масляным охлаждением, стальной тонкостенный и составной поршни. Выполненный анализ температурных полей исследуемых поршней свидетельствует, что наименее напряженным в тепловом отношении является поршень с галерейным масляным охлаждением. Максимальная температура поршня при этом не превышает 265 °С, температура в области верхнего компрессионного кольца имеет наименьшее значение и составляет 215 °С. Температура стального поршня выросла на 45 %, что объясняется более низкой теплопроводностью стали по сравнению с алюминиевыми сплавами. Температура кромки горловины камеры сгорания составного поршня на 17 % выше, чем у штатного поршня.

Оценить работоспособность и отыскать расчётным путём такие характери-

ки разработанных поршней, как потери мощности на трение  $N$ , расход смазки в направлении камеры сгорания  $Q_I$  (косвенно характеризующий расход масла на угар) и минимальную за цикл толщину смазочного слоя  $\inf h_{min}$ , а также найти более совершенные геометрические параметры поршней позволяет разработанная в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета методика расчёта трибосопряжения «поршень-цилиндр» [2].

Методика основана на совместном решении уравнения движения поршня на смазочном слое и уравнения Рейнольдса и реализована на базе пакета программ «Орбита – Поршень 3» [3]. Для аналитического описания профиля юбки поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца, задавались отклонения  $h_{1i}$  и  $h_{2i}$  профиля от правильной цилиндрической формы на нижнем ( $Z = B/2$ , где  $B$  – высота юбки) и верхнем ( $Z = -B/2$ ) краях юбки и координатой  $Z_{ci}$  точки  $C_i$  – вершины параболы (рис. 1),  $i = 1, 2$  – нагруженная и ненагруженная сторона поршня соответственно [4].

Принималось, что зазор между поршнем и цилиндром на уровне точки  $C$  равен характерному зазору в сопряжении при центральном положении поршня  $h_0$ .

Реальный профиль юбки представлялся аппроксимирующей кривой в виде параболы функции:

$$h_i = h_0 k_i |z - m_i|^{l_i}, \quad (1)$$

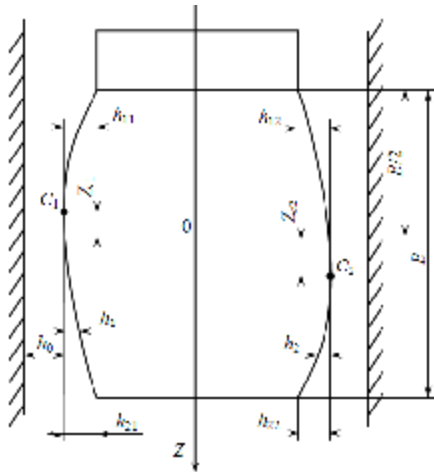


Рис.1. Основные размеры осевого профиля поршня

где  $k_i$  и  $l_i$  – безразмерные коэффициенты;  
 $z = \frac{Z}{R}$ ;  $m_i = \frac{Z_{ci}}{R}$ ;  $R$  – радиус поршня.

Коэффициенты  $l_i$  и  $k_i$  находились из выражений:

$$l_i = \frac{\ln(h_{2i} / h_{1i})}{\ln\left[\frac{(a - z)}{(a + z)}\right]}; \quad (2)$$

$$k_i = \frac{h_{1i}}{h_0} \cdot (a - m_i)^{-l_i}, \quad (3)$$

где  $a = B/(2R)$ .

Параметры  $h_{1i}$ ,  $h_{2i}$  и  $m_{ci} = Z_{ci} / R$  используются в качестве параметров оптимизации.

Для определения теплового и напряжённо-деформированного состояния поршня и гильзы цилиндра были разработаны объёмные конечно-элементные модели поршней и гильзы цилиндра, выбраны параметры теплоотдачи и значения температур в реперных точках разработанных моделей. Граничные условия теплообмена гильзы цилиндра при расчётах принимались одинаковыми для всех исследуемых конструкций. С учётом напряжённо-деформированного состояния были определены характерные геометрические параметры сопряжения.

В ходе расчётов были определены гидромеханические характеристики всех исследуемых конструкций поршней. Минимальным расходом смазки обладает сопряжение со штатным поршнем, для которого  $Q_1 = 17,5 \text{ см}^3/\text{с}$ , при этом величина смазочного слоя является наименьшей и составляет  $\inf h_{min} = 10 \text{ мкм}$ . Для стального поршня потери мощности на трение принимают наи-

меньшее значение  $N = 372,2 \text{ Вт}$  при наибольшей толщине смазочного слоя  $\inf h_{min} = 23,9 \text{ мкм}$ . Значения расхода смазки  $Q_1 = 131,1 \text{ см}^3/\text{с}$  и величины смазочного слоя  $\inf h_{min} = 0,1 \text{ мкм}$  для составного поршня объясняются тем фактом, что высота юбки для данной конструкции была увеличена без соответствующего изменения профиля несущей поверхности.

В ходе оптимизации были найдены наиболее рациональные параметры осевого профиля юбки, позволяющие сократить в зависимости от конструкции потери мощности на  $1,2 \dots 9,7 \%$ , расход смазки в направлении камеры сгорания на  $6,3 \dots 23,3 \%$ , увеличить минимальную толщину смазочного слоя на  $8,3 \dots 23 \%$ . Значения гидромеханических характеристик для составного поршня после оптимизации принимают приемлемые значения.

Сравнение гидромеханических характеристик до и после оптимизации наглядно представлено на рис. 2-4. С точки зрения гидродинамики сопряжения «поршень-цилиндр» можно сделать вывод, что наиболее рациональной конструкцией поршня является тонкостенный стальной поршень, имеющий наилучшие гидромеханические характеристики.

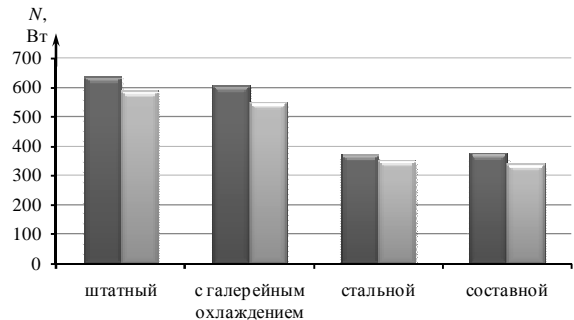


Рис. 2. Потери мощности на трение:

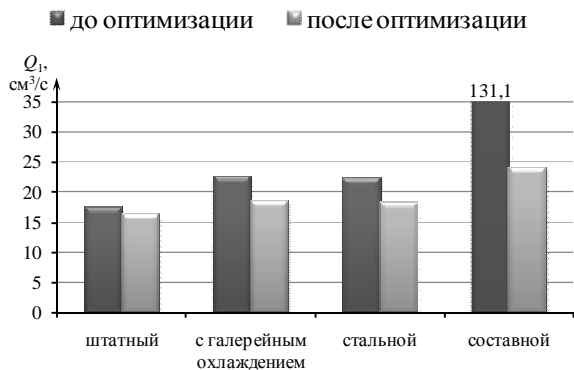


Рис. 3. Расход смазки в направлении камеры сгорания

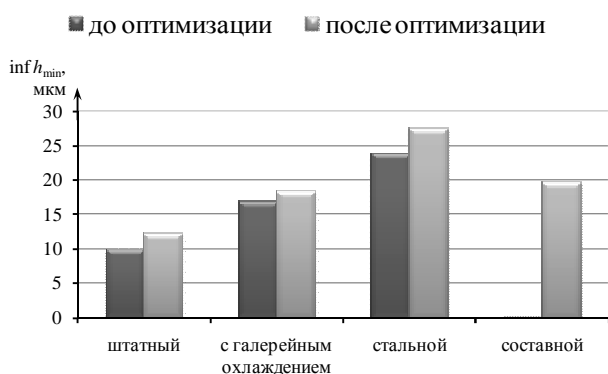


Рис. 4. Минимальная за цикл толщина смазочного слоя

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554).

#### Библиографический список

1. Температурное состояние поршней различной конструкции в дизеле с неразделённой камерой сгорания/ В.С. Мурзин, А.П. Маслов, Е.А. Лазарев [и др.]// Двигателестроение. – 2009. – №1. - С. 6-9.
2. Оптимизация сложнагруженного трибосопряжения типа «поршень – цилиндр»/ Ю.В. Рождественский// Актуальные проблемы трибологии: сб. тр. междунар. науч.-техн. конф. Самара, 2007. – Т.2. С. - 321-324.
3. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А. [и др.] Комплекс программ для исследования работы трибосопряжения «поршень-цилиндр» «Орбита –

Поршень 3» Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2005610094

4. Влияние геометрии деталей цилиндропоршневой группы двигателя на гидромеханические характеристики трибосопряжения «поршень-цилиндр» /Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов, Г.И. Плешаков [и др.] // Двигателестроение. – 2003. – №2. - С.15-18.

#### References

1. V.S.Murzin, A.P.Maslov, E.A.Lazarev, V.N.Prokopyev. Temperature profile of various pistons in diesel engines featuring non-divided combustion chamber. // Dvigatelistroyeniye. – 2009. – №1. P. 6-9.
2. J.V. Rogdestvensky. Optimization complex-loaded tribounit «piston-cylinder»-type. The collection of works of the international scientific and technical conference «Actual Problems of Tribology ». Samara. – 2007. – Т.2. С. 321-324.
3. Prokopiev V.N., Rogdestvensky J.V., Zadorozhnaya E.A., etc. Program system for tribounit "piston-cylinder" work analysis «Orbit - Piston 3» Certificate on the state registration of the computer programs № 2005610094
4. J.V. Rogdestvensky, A.P. Maslov, G.I.Pleshakov, V.V.Militsin. Influence of geometry details piston-cylinder-unit on hydromechanical characteristics of tribounit "piston-cylinder" // Dvigatelistroyeniye. – 2003. – №2. С. 15-18.

## IMPROVEMENT OF A DESIGN PISTON OF DIESEL ENGINE OF TRACTOR

© 2006 Y. V. Rogdestvensky<sup>1</sup>, A. A. Doykin<sup>1</sup>, V. S. Murzin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>The South Ural State University

<sup>2</sup>MSED «Transdiesel»

The regular piston, the piston with gallery oil cooling and steel piston of the forced diesel engine are investigated. In the course of calculations hydrodynamic lubrication theory based, their hydromechanical characteristics has been evaluated. Optimum parameters of design skirt for each piston are found, allowing to reduce power loss, oil consumption in a direction of combustion chamber, to increase minimal thickness of a lubricant layer.

*Hydrodynamic lubrication theory, diesel engine, tribounit "piston-cylinder"*

### Информация об авторах

**Рождественский Юрий Владимирович**, доктор технических наук, профессор, декан Автотракторного факультета и заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Тел. 267-92-13, E-mail: [zea@susu.ac.ru](mailto:zea@susu.ac.ru). Область научных интересов: трение и износ машин, динамика сложнагруженных трибосопряжений.

**Мурзин Владимир Станиславович**, кандидат технических наук, директор-главный конструктор ООО ГСКБ «Трансдизель». Тел. 775-17-65. E-mail: [zea@susu.ac.ru](mailto:zea@susu.ac.ru). Область научных интересов: трение, износ и смазка машин.

**Дойкин Алексей Алексеевич**, студент Южно-Уральского государственного университета. E-mail: [zea@susu.ac.ru](mailto:zea@susu.ac.ru). Область научных интересов: трибосопряжение «поршень-цилиндр».

**Rozhdestvensky Juri Vladimirovich**, Doctor of engineering sciences, professor, member of the Russian Academy of Transport, Dean of the «Motor and Tractor» faculty and Head of the «Motor Transport» Department of the South Ural State University. Phone 267-92-13, E-mail: [zea@susu.ac.ru](mailto:zea@susu.ac.ru). Area of research: friction and wear, dynamics of complex-loaded tribounit of internal combustion engines, hydrodynamic lubrication theory.

**Murzin Vladimir Stanislavovich**, The director - chief designer limited liability company «Main Specialized Engineering Department «Transdiesel». Phone 775-17-65, E-mail: [zea@susu.ac.ru](mailto:zea@susu.ac.ru). Area of research: friction and wear, design of internal combustion engine.

**Doykin Aleksey Alekseevich**, student of «Motor Transport» Department of the South Ural State University. Phone 267-92-13, E-mail: [zea@susu.ac.ru](mailto:zea@susu.ac.ru). Area of research: tribounit "piston-cylinder".

## ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ РЭА

©2009 В. В. Бирюк<sup>1</sup>, А. И. Китаев<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет

<sup>2</sup>Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс»

Приведены анализ и результаты экспериментальных исследований по разработке и изготовлению профилированных тепловых труб для охлаждения радиоэлектронной аппаратуры ракетных двигателей и разгонных блоков.

*Тепловая труба, профиль тепловой трубы, термостатирование РЭА, теплопроизводительность*

Охлаждение радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) ракетных двигателей и разгонных блоков является одной из актуальных задач. Стремление снизить тепловые потери при передаче тепла от более горячего источника к более холодному, борьба за снижение массы теплопередающих устройств, устанавливаемых на ракетных двигателях и разгонных блоках невозможна без применения тепловых труб. Применение медных тепловых шин и медных теплопроводных стержней, имеющих термическое сопротивление от 2 до 15 К/Вт при теплопередаче на 1 м длины, в настоящее время непозволительная роскошь для космических аппаратов, разгонных блоков и ракет.

Применение тепловых труб на предприятии ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс» проходило с переменным успехом. Первый опыт предприятие получило в 1970-74 годах, когда совместно с Куйбышевским политехническим институтом, ныне СамГТУ, была создана первая экспериментальная установка. Она представляла собой разветвленную пористую поверхность, с одной стороны к которой подводилась тепловая нагрузка, с другой тепловая нагрузка излучалась в космическое пространство. Это был своеобразный прообраз каскада тепловых труб в одной конструкции. Толщина спеченной пористой структуры составляла около 80 мм, ширина каждого из 6 параллельных каналов 150 мм. Экспериментальная установка была создана, прошла наземные испытания и готовилась к запуску в 1975 г. Её удельный вес составлял около 15 кг/м<sup>2</sup>. Теплопроизводительность около 100 Вт/м<sup>2</sup>. Высокий удельный вес конструкции и отсутствие ближай-

шей перспективной задачи для данной конструкции привело к тому, что установка не была запущена, работы по разработке тепловых труб приостановлены, приостановлено было и финансирование работ. В результате чего более 20 лет предприятие не занималось этим направлением, велись традиционные серийные разработки с использованием газожидкостных систем обеспечения теплового режима.

Однако с 1995 года в связи с наметившейся тенденцией отхода в конструкции КА от герметичных отсеков и борьбой за снижение массы КА и ракетных двигателей вопрос о применении тепловых труб стал подниматься вновь. Работы по разработке собственных тепловых труб начали вести с Самарским государственным университетом (СамГУ).

Дальнейшие этапы создания тепловых труб на предприятии «ЦСКБ-Прогресс» представлены ниже:

1975г. – первая экспериментальная ТТ;

1986г. – исследование ТТ разработки

РКК «Энергия»;

1995г. – исследование ТТ с прямоугольными канавками;

1995г. – исследование медных ТТ с пористой структурой;

2000г. – собственная разработка ТТ с сетчатой структурой;

1998-2003гг. – исследование сотопанелей с ТТ НПП «ТАИС»;

2004г. – работа с НТТУ «КПИ» (г. Кив) и ИЦ им. Келдыша;

2006г. – запуск КА «Ресурс-ДК» с ТТ сетчатой структуры (4шт.).

Было создано несколько аксиальных тепловых труб с прямоугольными канавками (профили были получены в РКК «Энергия») и несколько медных тепловых труб с пористой структурой из спечённого порошка (Минский институт порошковой металлургии).

Проводимые исследования показывали достаточную эффективность тепловых труб, но одновременно с этим отразили сложность технологии изготовления этих устройств, особенности наземной эксплуатации и необходимости учёта отличий процессов кипения теплоносителя внутри тепловых труб в условиях невесомости относительно наземных испытаний.

При выборе оптимального профиля для тепловых труб было произведено сравнительный анализ различных изготовителей тепловых труб.

Сравнительные характеристики тепловых труб различных производителей представлены на рис. 1 - 4:

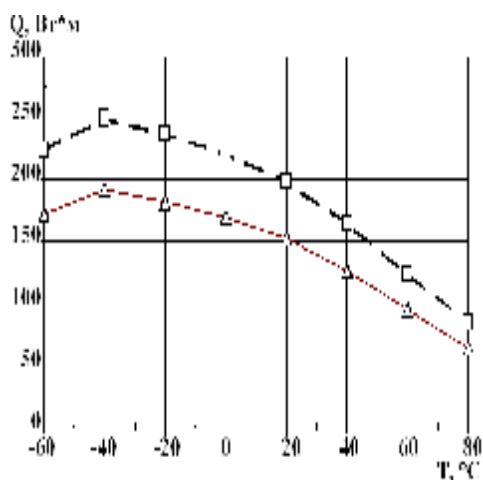


Рис.1. НТУУ «КПИ» (Украина)

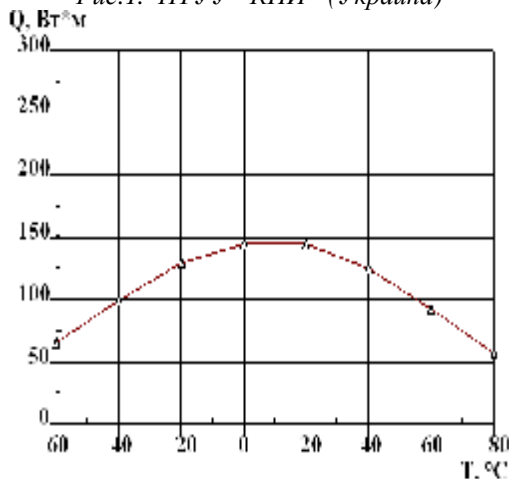


Рис.2. Aerospatiale (Франция)

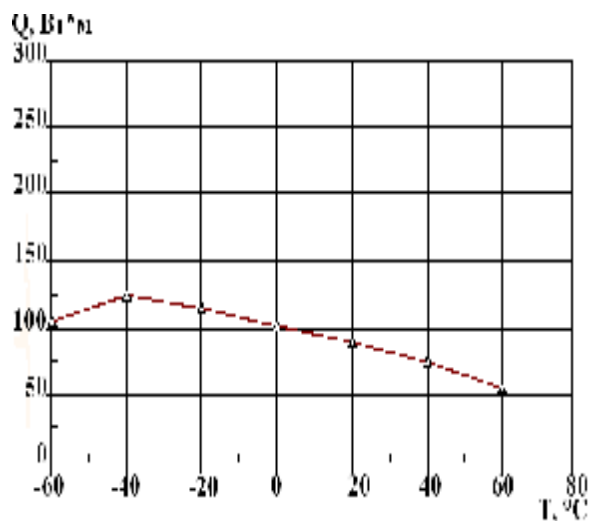


Рис.3. НПО ПМ, ВИЛС (Россия)

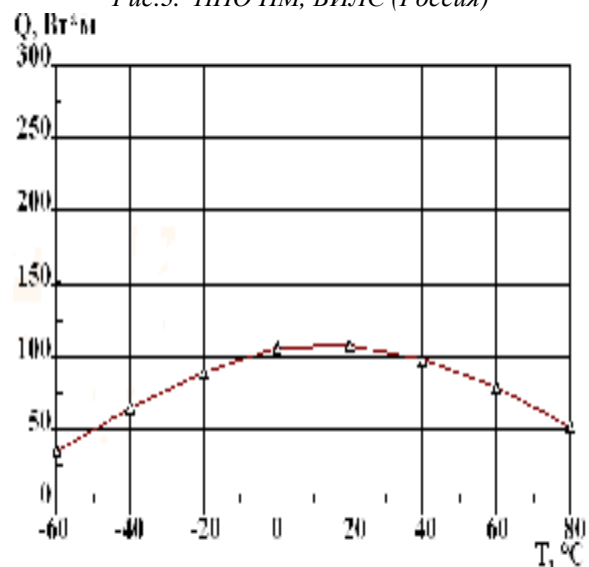


Рис.4. MBV-ERNO (Германия)

На основании проведенного анализа дальнейшие работы по тепловым трубам ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс» проводило с профилями тепловых труб НТУУ «КПИ» (Украина). Типы применяемых профилей представлены на рис. 5, их технические характеристики на рис.6.

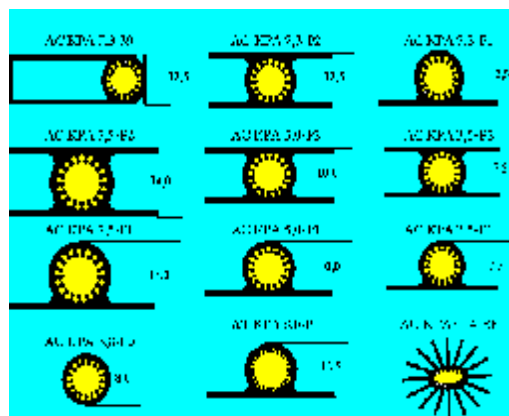


Рис.5. Типы профилей разработки НТУУ «КПИ» (Украина)

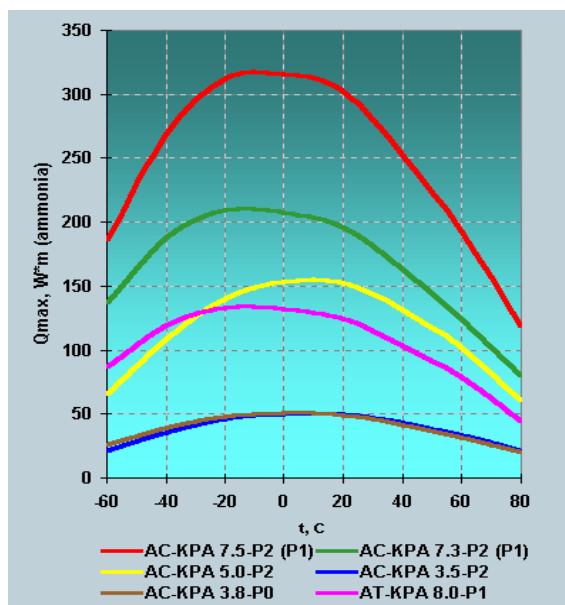


Рис. 6. Максимальная теплопроизводительность ТТ из профилей НТУУ "КПИ" (Украина)

Совместно с ФГУП ИЦ им.Келдыша и СамГУ ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс» разработало и испытало собственные тепловые трубы из профиля АС-КРА7.5-Р1.

Испытаниям в лабораториях ФГУП ИЦ им.Келдыша и СамГУ подвергались ТТ различных типоразмеров и конфигураций из профилей с высотой (наружным диаметром)  $H=14$  мм: АС-КРА7.5-Р1-30 и АС-КРА7.5-Р1-120. Здесь параметры 30 и 120 обозначают ширину полок ТТ.

Результаты испытаний одной из тепловых труб представлены на графиках (рис.7).

Говоря о тепловых трубах нельзя не сказать о контурных тепловых трубах, которые иногда называют антигравитационными тепловыми трубами. Дело в том, что они не изменяют свои характеристики при изменении разности высот между зоной испарения и зоной конденсации. В настоящее время «пионерами» во внедрении этого направления являются НПП «ТАИС» (г.Москва) и институт теплофизики УО АН (г.Екатеринбург).

В качестве альтернативного варианта для КА «Ресурс-ДК» ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс» совместно с НПП «ТАИС» с 1998 по 2003 г. велись работы по разработке со-топанели со встроенными тепловыми трубами и контурной тепловой трубой. При этом обеспечение теплового режима приборов, размещенных на термоплате, обеспечи-

валось за счет отвода тепловой нагрузки посредством контурной тепловой трубы (КТТ) с регулятором давления. НПП «ТАИС» поставило термоплату и контурную тепловую трубу с заданными ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс» характеристиками. Испытания проводились на экспериментальной базе «ЦСКБ-Прогресс». Результаты испытаний докладывались в сентябре 2008г. на международной конференции по тепловым трубам в г. Минске (1).

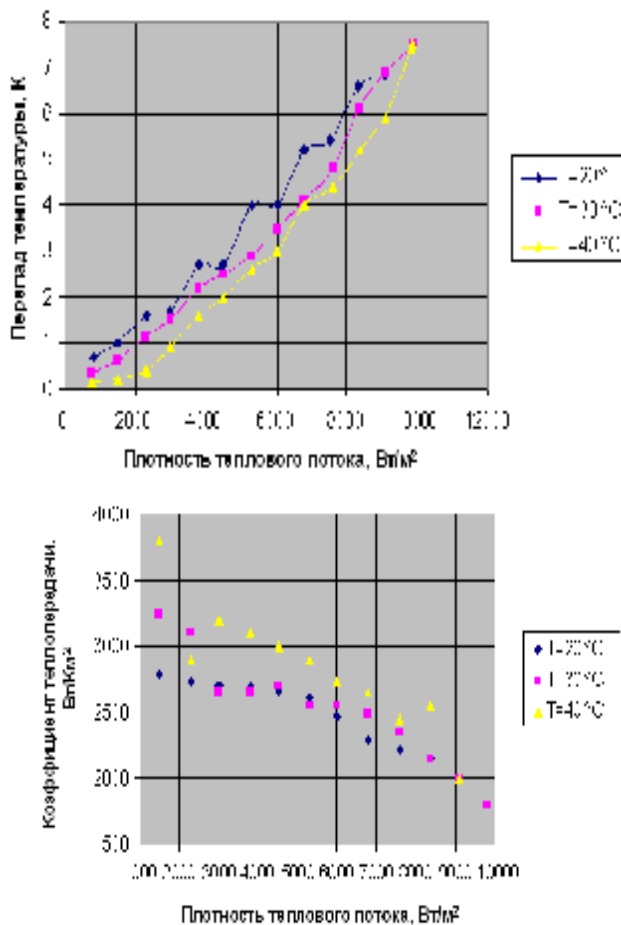


Рис.7. Характеристики ТТ из профиля АС-КРА7.5-Р1-30 длиной 1840мм и радиусомгиба 1000мм

Общий вид миниатюрных контурных тепловых труб представлен на рис. 8.

Активное внедрение тепловых труб и контурных тепловых труб в разработке космических аппаратов как в России, так и Европе и США говорит об их достаточной технологической отработке и эффективности и необходимости их внедрения в конструкцию ракет и разгонных блоков.





Рис. 8. Миниатюрная контурная тепловая труба  
Термическое сопротивление: 0,02-0,1 К/Вт

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Применение ТТ для термостатирования РЭА, имеющих термическое сопротивление от 0.01 до 0.1 К/Вт - значительный шаг по сравнению с медными тепловыми шинами и медными проводящими стержнями.

2. Технология изготовления ТТ в настоящее время отработана и позволяет их широкое внедрение в аэрокосмической сфере, а также в народном хозяйстве.

## HEAT-PIPES' APPLICATION FOR COOLING OF COMMUNICATIONS-ELECTRONICS EQUIPMENT

©2009 V. V. Biryuk<sup>1</sup>, A. I. Kitaev<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University

<sup>2</sup>State Scientific Production Space-Rocket Centre "TsKB Progress"

In this paper it is shown analysis and results of experimental research of design and making shaped heat-pipes in order to cool communications-electronics equipment of rockets' engines.

*Heat-pipe, shape of heat-pipe, cooling of communications-electronics equipment, thermal output*

### Информация об авторах

**Бирюк Владимир Васильевич**, доктор технических наук, профессор кафедры Тепло-техники и тепловых двигателей Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 335-18-12. E-mail: [Teplotex\\_ssau@bk.ru](mailto:Teplotex_ssau@bk.ru). Область научных интересов: тепло-массообмен, термодинамика.

**Китаев Александр Ирикович**, начальник отдела Государственного научно-производственного ракетно-космического центра «ЦСКБ-Прогресс». Тел. (846) 270-56-12. Область научных интересов: тепло-массообмен, термодинамика, тепловые трубы.

**Biruk Vladimir Vasiljevich**, doctor of engineering science, professor of the department of thermotechnics and heat engines of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 335-18-12. E-mail: [Teplotex\\_ssau@bk.ru](mailto:Teplotex_ssau@bk.ru). Area of research: thermodynamics, diffusion and heat-mass exchange processes.

**Kitaev Aleksandr Irikovich**, group director of «Progress» Design Bureau. Phone: (846) 270-56-12. Area of research: thermodynamics, diffusion and heat-mass exchange processes.

3. Опыт эксплуатации КА «Ресурс - ДК» и других КА, созданных в России, подтверждает работоспособность и конкурентоспособность отечественных тепловых труб.

### Библиографический список

1. Китаев, А.Н. Результаты наземных испытаний профилированной тепловой трубы, используемой для поддержания тепловых условий оборудования/ А.И. Китаев, В.Н. Царьков, Е.С. Гаврилова//Тепловые трубы, тепловые насосы, рефрижераторы, энергетические источники: программа 7-й Междунар. конф. Минск, Беларусь, 2008.- С.157-160

### References

1. Kitaev A.I., Tsarkov V.N., Gavrilova E.S. Ground testing results of loop heat pipe used to maintain thermal conditions of equipment //Proc. of 7th Minsk Int. Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus, 2008, pp157-160.

УДК 629.7.01

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СТЕНДОВЫХ ОПОРНЫХ СИСТЕМ

©2009 В. Н. Самсонов, М. С. Козырева, А. А. Черевань

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассматриваются вопросы формирования структуры испытательного комплекса для отработки вибрационной прочности тяжёлых объектов, исходя из возможностей, условий и уровня взаимного динамического влияния его элементов.

*Вибрационные испытания, вспомогательные стендовые устройства, динамическая модель, взаимное динамическое влияние элементов стендовой системы*

При вибрационных испытаниях летательных аппаратов и их систем требуется воспроизвести граничные условия, которые соответствуют условиям эксплуатации, а также необходимо сформировать вибрационное воздействие с заданными параметрами. В состав испытательного комплекса для испытаний объектов больших габаритов и масс входят вспомогательные стендовые устройства (ВСУ) для подвески, крепления изделия и передачи усилий. Эти устройства влияют на инерционные, жесткостные и демпфирующие характеристики системы «вибратор - опорные узлы – изделие» и вносят погрешности в результаты испытаний.

Наличие плотного спектра резонансных частот испытываемого изделия большой массы приводит к эффекту взаимного влияния элементов стендовой системы, что также влияет на точность вибрационных натурных испытаний. При исследовании стендовой системы с позиции оценки достоверности экспериментальных данных целесообразно представить её в виде иерархии с несколькими уровнями. На каждом уровне выбираются критерии оценки достоверности, а также параметры, характеризующие систему с позиции её влияния на выбранные критерии.

При оценке влияния ВСУ на точность воспроизведения сигнала возбуждения стендовая система рассматривается как испытываемый объект с определенным числом различных наложенных на него связей, движущийся под действием выбранного вибрационного воздействия.

Связи, накладываемые на объект со стороны ВСУ, определяют область возможных значений параметров движения испыты-

ваемого объекта, т.е. являются граничными условиями.

При исследовании динамики реальной стендовой системы её расчетной моделью является система твёрдых тел, соединённых между собой и основанием упругодемпфирующими связями.

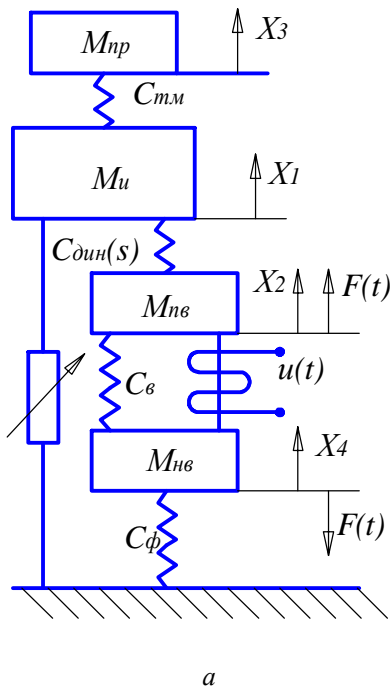
Расчёт такой системы сводится к определению передаточных между элементами системы с конечным числом степеней свободы и осуществляется с помощью матричных методов.

Схема взаимосвязей опоры с элементами стендовой системы приведена на рис. 1.

Для оценки взаимного влияния элементов стендовой системы строится матрица передаточных функций  $W_{jk}$  размером  $iN \times iN$ , где каждый элемент матрицы в свою очередь представляет собой матрицу размером  $i \times i$  и позволяет определить условия взаимного влияния  $j$ -го тела на  $k$ -ое тело, выраженное коэффициентом взаимного влияния.

Влияние параметров и характеристик ВСУ на достоверность результатов стендовых испытаний оценивается в следующей последовательности:

- определяется интервал возможных значений граничных условий;
- при изменении значений граничных условий определяются элементы матрицы, строятся динамические характеристики стендовой системы (амплитудно-частотные, фазочастотные, переходные характеристики) стендовой системы в зависимости от параметров принятых граничных условий;
- определяются численные значения выбранного критерия оценки достоверности;



а

Определяемые критерии	Определяющие критерии
$\pi_4 = \frac{x_3}{x_1}$ ;	$\pi_1 = T_1 \omega_1$ ; $\pi_2 = \frac{C_{кр} T_2}{C T_1}$ ;
$\pi_5 = \frac{x_1}{x_2}$ ;	$\pi_3 = \varpi_1$ ; $\pi_6 = \frac{m_{nv}}{M_u}$ ;
$\pi_{10} = \frac{m_{nv} \omega^2 x_2}{B l i}$	$\pi_7 = \frac{C_{кр}}{C_{кр} + C_{np} + C}$ ;
$\pi_{14} = \frac{x_2}{x_4}$ ;	$\pi_8 = \frac{m_{np}}{M_u}$ ; $\pi_9 = \varpi_2$ ;
$\pi_{15} = \frac{B l \omega x_2}{u_0}$	$\pi_{11} = \frac{m_{nv}}{M_{nv}}$ ; $\pi_{12} = \frac{R}{L \omega_1}$ ;
	$\pi_{13} = \frac{R^2 l^2}{R M_{nv} \omega_1}$ ; $\pi_{16} = \varpi_4$ ;
	$\pi_{17} = \frac{C_6}{C_6 + C_\phi}$ ; $\pi_{18} = \varpi_3$

б

Рис. 1. Расчётная схема (а), определяемые и определяющие критерии расчёта стендовой системы (б)

- определяются предельные физически реализуемые параметры опорных систем, обеспечивающие заданный критерий достоверности.

Таким образом, необходимо выбрать параметры ВСУ, влияющие на  $W_{jk}$ . Эти параметры рассчитываются на основании раз-

работанных алгоритмов до обеспечения заданных точностных качеств системы [1].

Определённые в процессе исследования динамики различных реализаций стендовой системы оптимальные значения параметров (критериев подобия) должны быть реализованы в реальных конструкциях стендовых устройств. Для этого должны быть определены взаимосвязи размерных параметров, характеризующих конструкцию стендовых устройств с параметрами модели стендовой системы.

После выявления этих взаимосвязей определяются:

а) границы возможного изменения параметров модели в зависимости от фактически реализуемых значений размерных параметров, характеризующих конструкцию стендовых устройств;

б) диапазоны возможного изменения каждого из параметров модели при условии постоянства значений остальных параметров;

в) предельные возможности опорных узлов системы подвески объекта испытаний.

Парциальные частоты системы:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{C + C_{кр} + C_{np}}{M_u}}; \omega_2 = \sqrt{\frac{C_{кр} + C_6}{m_{nv}}};$$

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{C_{np}}{m_{np}}}; \omega_4 = \sqrt{\frac{C_\phi + C_6}{m_{nv}}}.$$

В качестве опорных узлов рассматриваются проточные пневмоопоры, описываемые моделями релаксационного демпфирования. Конструкция этих устройств характеризуется следующими геометрическими параметрами: диаметром поршня  $D_n$ , длиной рабочей камеры  $L_n$ , размером выходной щели  $\delta_{щ}$ , длиной выходной щели  $l_{щ}$ , площадью входного жиклера  $F_{жс}$ . Характеристики пневмоопоры определяются также свойствами рабочего тела (коэффициентом динамической вязкости  $\mu$ ), температурой и давлением рабочего тела на входе в пневмоопору, давлением в рабочей камере  $P_k$  и на выходе из опоры  $P_a$ , а также характером термодинамического процесса в рабочей камере, который характеризуется показателем политропы  $n$ . Здесь введены следующие относительные параметры, которые характеризуют опорную пневмосистему :

$$A = \frac{24\alpha F_{\text{жс}} \mu L \sqrt{gRT}}{\pi D_n \delta^3 P_a} \sqrt{\frac{2n}{n-1}}; \quad \chi = \frac{l_{\text{ц}}}{L_{\kappa}};$$

$$\bar{P}_a = \frac{P_a}{P_{\text{вх}}}; \quad \bar{P}_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{P_{\text{вх}}},$$

где  $A$  – параметр опоры;  $\chi$  – относительное перекрытие выходного канала пневмоопоры;  $\bar{P}_a$  – относительное давление на выходе из пневмоопоры;  $\bar{P}_{\kappa}$  – относительное давление в рабочей камере пневмоопоры.

Влияние параметров ВСУ на точность результатов испытаний оценивается через определение коэффициента обратного влияния, выраженного как отношение передаточных функций элементов системы.

Получено и исследовано уравнение движения системы под действием внешнего периодического воздействия. При этом найдены условия и критерии взаимного влияния элементов стендовой системы и объекта испытаний.

На рис. 2 показана зависимость критериев  $\pi_{10}$  и  $\pi_3$  для различных значений параметра  $\pi_2$ , при этом в критерии  $\pi_2$  изменялась величина отношения размеров опорной системы, выраженной отношением  $T_1/T_2$ . Фактически – это изменение коэффициента обратного влияния в разных частотных диапазонах. Из графиков следует, что максимальное значение первого максимума  $\pi_{10}$  достигается при  $T_1/T_2=1,25$ , минимальное значение при  $T_1/T_2=0,1$ .

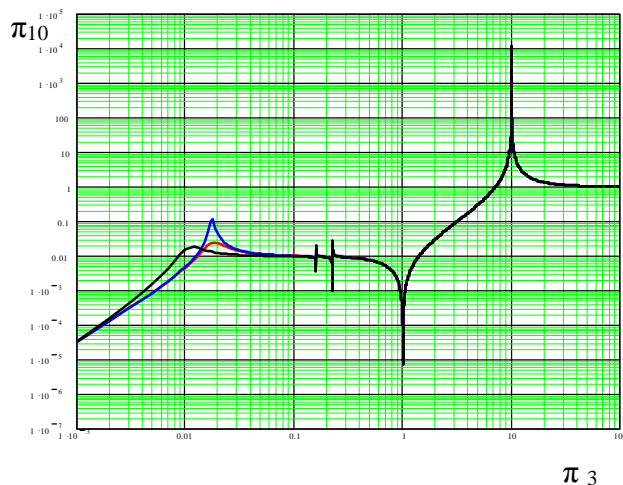


Рис.2. Изменение коэффициента обратного влияния в частотном диапазоне работы вибростенда

Далее принимаем следующие фактически реализуемые значения геометрических параметров пневмоопоры:  $D_n$  – от 0,05 до 0,2 м,  $L_{\kappa}$  – от 0,05 до 0,2 м,  $\delta_{\text{ц}}$  – от  $D_n \times 10^{-3}$  до  $D_n \times 10^{-5}$ ,  $\chi$  – от 0,1 до 0,9. Рабочее тело – воздух.

Диапазон изменения относительного давления на выходе из опоры принимается в диапазоне 0,1...0,9. Относительное давление в рабочей камере пневмоопоры зависит от относительного давления на входе в опору, относительного перекрытия и параметра  $A$ .

Для проточной пневмоопоры, получаем следующие выражения для параметров модели стендовой системы

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{\bar{P}_{\kappa}}{\bar{P}_a} \cdot \left( \bar{b}_2 - \frac{\bar{b}_1}{A} \right);$$

$$T_1 \omega_1 = \frac{3\sqrt{\pi} D_n^2 L^2}{\delta_{\text{ц}}^3 \sqrt{P_a M}} \cdot \frac{\bar{P}_{\kappa}}{\bar{P}_a} \cdot \frac{1}{\sqrt{\bar{a}_2} \cdot \sqrt{\bar{b}_2 - \frac{\bar{b}_1}{A}}};$$

$$\omega_1 = \frac{1}{\sqrt{LM \cdot \left( \bar{b}_2 - \frac{\bar{b}_1}{A} \right)}}$$

где  $\bar{a}_2$ ,  $\bar{b}_1$ ,  $\bar{b}_2$  – безразмерные комплексы, описываемые следующими выражениями:

$$\bar{a}_2 = -\frac{\bar{P}_{\kappa}^2 - \bar{P}_a^2}{\chi^2 \bar{P}_a^2}; \quad \bar{b}_2 = \frac{2\bar{P}_{\kappa}^2}{\chi \bar{P}_a^2};$$

$$\bar{b}_1 = \frac{\bar{P}_{\kappa}^{\frac{n+1}{n}} \cdot \sqrt{1 - \bar{P}_{\kappa}^{\frac{n-1}{n}}} \cdot \left( 2\bar{P}_{\kappa}^{\frac{1-n}{n}} - 1 - n \right)}{2n \cdot \left( \bar{P}_{\kappa}^{\frac{1}{n}} - \bar{P}_{\kappa} \right)}.$$

На основе полученных зависимостей параметров модели от параметров пневмоопоры определяются предельные возможности опорных узлов системы подвески объекта испытаний, выраженные через диапазоны изменения конструктивных параметров подвески испытываемых изделий.

### Библиографический список

1. Самсонов, В.Н. Наземная прочностная и вибрационная отработка космических аппаратов /В.Н. Самсонов [и др.] – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2002. – 480 с.

### References

1. Samsonov V.N. Ground strength and vibration testing of space vehicles. [V.N. Samsonov and others] – Samara: Publishing House SSC RAS, 2002. – 480 p.

## INVESTIGATION OF EXTREME OPPORTUNITIES OF STAND SUPPORTING SYSTEMS

©2009 V. N. Samsonov, M. S. Kozyreva, A. A. Cherevan

Samara State Aerospace University

The work deals with the forming of the structure of testing complex for working out vibration strength of heavy objects due to the conditions and the level of dynamic correlation of its elements.

*Vibration testing, auxiliary stand equipment, dynamic model, correlative dynamic impact, dynamic performance*

### Информация об авторах

**Самсонов Владимир Николаевич**, доктор технических наук, профессор кафедры основ конструирования машин Самарского государственного аэрокосмического университета, 443110, г. Самара, ул. Осипенко, дом 14, кв. 142, т. 8-927-203-77-70. E-mail: [samsonov@ssau.ru](mailto:samsonov@ssau.ru). Область научных интересов: исследование и разработка динамических опорных устройств, используемых для испытаний сложных технических систем.

**Козырева Мария Сергеевна**, студент Самарского государственного аэрокосмического университета, 443086, г. Самара, ул. Гаражная, дом 18, кв. 81, т. 8-927-744-32-42. Область научных интересов: исследование и разработка динамических опорных устройств, используемых для испытаний сложных технических систем.

**Черевань Александр Александрович**, аспирант Самарского государственного аэрокосмического университета, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, кафедра основ конструирования машин, т. (846) 267-46-10. Область научных интересов: исследование и разработка динамических опорных устройств, используемых для испытаний сложных технических систем.

**Samsonov Vladimir Nikolaevich**, doctor of technical science, professor of basics of machine design Samara State Aerospace University department. Phone: 8-927-203-77-70. E-mail: [samsonov@ssau.ru](mailto:samsonov@ssau.ru). Area of research: research and development of complex dynamic systems.

**Kozyreva Mariya Sergeevna**, student of Samara State Aerospace University. Phone: 8-927-744-32-42. Area of research: research and development of complex dynamic systems.

**Cherevan Aleksandor Aleksandrovich**, postgraduate of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-10. Area of research: research and development of complex dynamic systems.

УДК 621.452

## ИЗУЧЕНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ СОСТОЯНИЯ ВЕЩЕСТВ В ДВУХФАЗНОЙ ОБЛАСТИ ЖИДКОСТЬ-ПАР

© 2009 Е. Л. Михеенков, М. В. Червяков

Самарский государственный аэрокосмический университет

Изучение термодинамических свойств веществ в области жидкость-пар в курсе термодинамики проще всего производить на примере рассмотрения цикла Карно.

*Вещество, фазы, термодинамические свойства, поверхность состояния, цикл Карно*

Изучение цикла Карно, состоящего из двух изотерм и двух адиабат, просто осуществить при изображении свойств веществ в области состояний жидкость-пар. Обычно используются плоские картины состояния веществ в координатах  $p-v$  или  $T-S$ . В первых координатах протекание изотерм принимают по модели Эндрюса, когда изобара и изотерма представляются одной горизонтальной линией. Представление цикла Карно в области жидкость-пар с использованием  $T-S$  - координат кажется естественным и очень простым. Сложнее получить изображение цикла Карно в координатах  $p-v$ .

Успешную попытку описания и изображения свойств веществ предпринял Ван-дер-Ваальс в своей диссертации «Непрерывность газообразных и жидких состояний» (1871 г.). Взамен уравнения состояния для идеальных газов  $pv = RT$  он предложил и обосновал следующее уравнение состояния веществ:  $\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT$ . Поправку к давлению он объяснил взаимными силами притяжения молекул. Эта поправка становится существенной при малых удельных

объёмах веществ. Поправка к объёму связана с наличием факта физического объёма самих молекул. Влияние этого фактора также называется при высоких плотностях (или малых удельных объёмах) веществ. Ван-дер-Ваальс получил решение своего уравнения состояния.

Протекание изотерм у Ван-дер-Ваальса не совпадало в области двухфазного состояния с изотермами Эндрюса, его изотермы не претерпевали скачкообразного изменения на границах насыщенного состояния жидкой и паровой фаз. Изотермы Ван-дер-Ваальса имели два выраженных экстремума с точками минимума и максимума соответственно вблизи линий насыщения по жидкости и в районе насыщения по пару.

На участке  $ad$  (рис.1) изотермы Ван-дер-Ваальса располагаются так, что площадки под изотермой ( $abea$ ) и над нею ( $ecde$ ) равны.

Критическая изотерма и пограничные кривые делят координатную плоскость на три области: I – область жидких состояний, II – область перегретого пара, III – область двухфазных состояний.

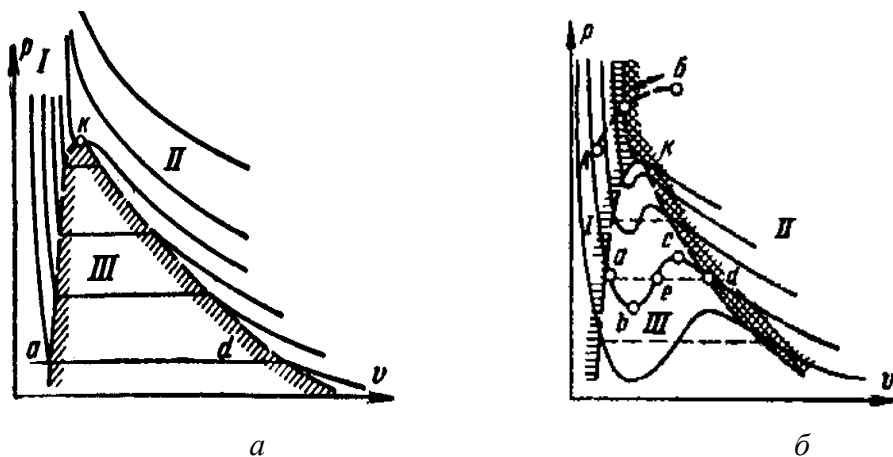


Рис.1. Протекание изотерм по Эндрюсу (а) и по уравнению Ван-дер-Ваальса (б)

Получить в экспериментах непрерывную линию изотерм Ван-дер-Ваальса не удаётся. Было даже высказано мнение, что наличие этих экстремумов связано с математической моделью автора – уравнением третьего порядка. Якобы при повышении порядка уравнения состояния веществ в двухфазной области изотермы имели бы большее число корней и точек экстремумов. Но последующий анализ результатов уже проведенных исследований состояния веществ, предпринятый Камерлинг-Оннесом по описанию поверхностей состояния веществ [3] с использованием уравнений до 8-го порядка, неожиданно подтвердил правоту Ван-дер-Ваальса при описании поверхности состояния веществ и характера протекания изотерм. У всех веществ имелось предсказанное им поведение изотерм. Линии, соединяющие минимумы на кривых изотерм, назвали бинадами, а линии, соединяющие точки максимумов на изотермах - спинодалями. Изучение процессов кипения-конденсации жидкостей [1] выявило характерные свойства веществ перед началом массового парообразования или массовой конденсации в объёме, связанные с вышеназванными кривыми.

Ван-дер-Ваальс высказал положение о подобии поверхностей состояния различных веществ и, опираясь на имеющиеся в то время данные, подтвердил правоту своего предположения. Он создал единую диаграмму состояния веществ с использованием в качестве масштабов приведения относительных давлений, температур и удельных объёмов. Приведение параметров проводилось путём отнесения текущих давлений, удельных объёмов и температур к соответствующим параметрам веществ в критической точке. Для чистых веществ получена приемлемая точность совпадения поверхностей состояния. Для смесей, например воздуха, совпадение было менее точным. Но надо сказать, что понятие критической точки для смеси газов не совсем корректно. При соответствующем подборе значений параметров в критической точке для смеси газов обеспечивалось приемлемое совпадение с обобщенной поверхностью состояния.

В учебном процессе, на наш взгляд, целесообразно ознакомить подробно студентов с описанием свойств веществ по модели Ван-

дер-Ваальса. В [2] приводится обобщенная диаграмма веществ по Ван-дер-Ваальсу.

Рассмотрим рассуждения Ван-дер-Ваальса.

Так как критическая точка  $k$  представляет в конечном счете вырожденную изотерму  $ad$ , то касательная к критической изотерме в этой точке должна быть параллельной оси абсцисс, т.е. в этой точке производная

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T = 0. \quad (1)$$

Одновременно точка  $k$  является точкой перегиба изотермы и поэтому производная

$$\left(\frac{\partial^2 p}{\partial v^2}\right)_T = 0. \quad (2)$$

Из уравнения Ван-дер-Ваальса

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2}, \quad (3)$$

находим:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{(v-b)^2} + \frac{2a}{v^3}, \quad (4)$$

$$\left(\frac{\partial^2 p}{\partial v^2}\right)_T = \frac{2RT}{(v-b)^3} - \frac{6a}{v^4}. \quad (5)$$

Приравнявая первую и вторую производные нулю, получим два уравнения. В результате решения системы уравнений (4, 5) после простых преобразований найдем следующие значения параметров в критической точке:

$$\left. \begin{aligned} p &= p_k = \frac{a}{27b^2} \\ v &= v_k = 3b \\ T &= T_k = \frac{8a}{27Rb} \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

Из этих соотношений могут быть найдены константы уравнения Ван-дер-Ваальса:

$$a = \frac{27}{8} RT_k b; \quad a = 27 p_k b^2; \quad (7)$$

$$b = \frac{v_k}{3}; \quad b = \frac{8a}{27RT_k}. \quad (8)$$

Уравнение Ван-дер-Ваальса - третьей степени и имеет три корня:  $v_1, v_2$  и  $v_3$ . В общем случае два из этих корней мнимые. Все три корня действительны только при  $p < p_k$  и  $T < T_k$ . В этом случае, как пример, значения корней на рис. 1 представлены точками  $a, e$  и  $d$ .

Для критической точки  $v_1 = v_2 = v_3 = v_k$  и тогда

$$(v - v_1)(v - v_2)(v - v_3) = (v - v_k)^3 = 0, \quad (9)$$

или

$$v^3 - 3v_k v^2 + 3v_k^2 v - v_k^3 = 0. \quad (10)$$

Сравнивая последнее уравнение с уравнением Ван-дер-Ваальса в виде

$$v^3 - \frac{pb + RT}{p}v^2 + \frac{a}{p}v - \frac{ab}{p} = 0, \quad (11)$$

закключаем:

$$3v_k = \frac{pb + RT_k}{p_k} = b + \frac{RT_k}{p_k},$$

$$3v_k^2 = \frac{a}{p_k}, \quad v_k^3 = \frac{ab}{p_k},$$

откуда могут быть найдены и соотношения (6 – 8).

Однозначная связь коэффициентов  $a$ ,  $b$  и  $R$  с  $p_k$ ,  $v_k$  и  $T_k$  позволяет исключить их из уравнения состояния. Подставим в уравнение Ван-дер-Ваальса полученные значения констант из зависимостей (7) и (8). Тогда

$$\left[ \frac{p}{p_k} + \frac{3}{\left(\frac{v}{v_k}\right)^2} \right] \left[ \frac{v}{v_k} - \frac{1}{3} \right] = \frac{8T}{3T_k}. \quad (12)$$

Принимая:

$p/p_k = \pi$  – приведенное давление;

$v/v_k = \varphi$  – приведенный объем;

$T/T_k = \tau$  – приведенная температура,

запишем уравнение (12) в следующей форме:

$$\left(\pi + \frac{3}{\varphi^2}\right)(3\varphi - 1) = 8\tau. \quad (13)$$

Уравнение (13) называют приведенным уравнением Ван-дер-Ваальса. График этого уравнения называется приведенной диаграммой Ван-дер-Ваальса (рис.2).

Любой студент с использованием таблиц EXCEL может получить решение этого уравнения и протекание приведенных изотерм  $\tau$  в зависимости от координат  $\pi$  и  $\varphi$ . При этом он столкнется с наличием отрицательных значений приведенных температур и относительных давлений, что физически невозможно и говорит о неточности решения задачи в постановке Ван-дер-Ваальса. Имеет место неточная оценка этим уравнением поведения веществ при малых давлениях и низких температурах. Это может вызвать

скептическое отношение у студента к работе Ван-дер-Ваальса.

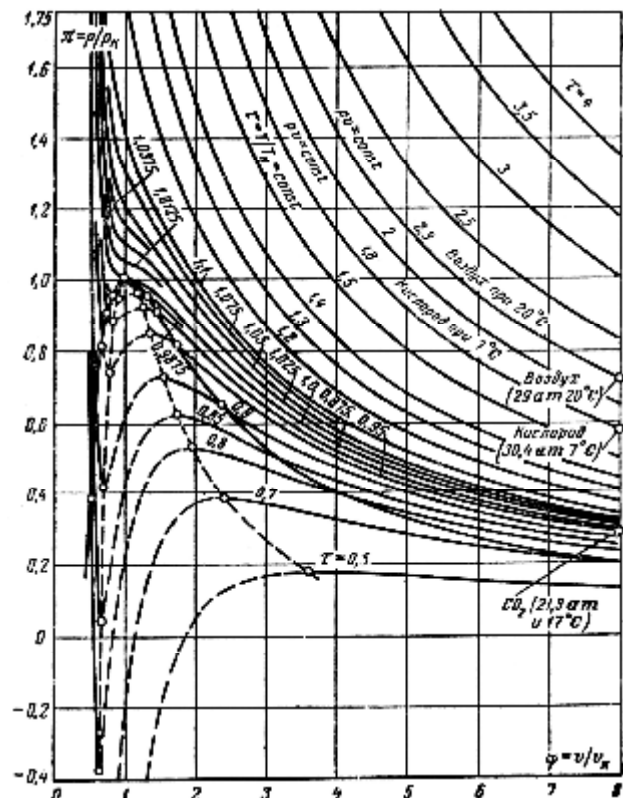


Рис.2. Обобщенная диаграмма состояния веществ

Только студент, глубоко изучающий термодинамику, узнает, что приведенная модель состояния веществ, созданная Ван-дер-Ваальсом, имеет базовое значение в изучении веществ. Справедливым оказалось понятие подобия веществ. Оно заключается в следующем – если каких-то два приведенных параметра состояния одного вещества, называемого базовым, совпадают с одноименными приведенными параметрами состояния исследуемого вещества, то такие вещества называются подобными. Приведенная диаграмма состояния веществ в какой-то мере подобна Периодической системе элементов Д.И. Менделеева. В [2] были предсказаны некоторые параметры гелия до его ожижения. При этом Камерлинг-Оннес исходил из данных, полученных для водорода.

Более точные данные о поведении веществ и их термодинамические параметры приводятся в источниках типа [3] в табличном виде. Для примера приведем данные из [3] по неону (табл. 1).



Таблица 1 - Термодинамические свойства неона на линии насыщения

$T, K$	$P, \text{бар}$	$V', \text{ м}^3/\text{кг}$	$V'', \text{ м}^3/\text{кг}$	$S', \text{ кДж/кг град}$	$S'', \text{ кДж/кг град}$
25	0,51033	0,000806	0,196005	0,0346	3,5816
26	0,71841	0,000817	0,143456	0,1099	3,4758
27	0,98545	0,000829	0,107401	0,1844	3,3780
28	1,3210	0,000841	0,082001	0,2582	3,2868
29	1,7351	0,000855	0,063689	0,3311	3,2011
30	2,2381	0,000869	0,050193	0,4031	3,1199
31	2,8402	0,000884	0,040067	0,4741	3,0424
32	3,5526	0,000904	0,032335	0,5441	2,9677
33	4,3860	0,000918	0,026340	0,6131	2,8952
34	5,3518	0,000938	0,021675	0,6809	2,8240
35	6,4618	0,000959	0,017871	0,7477	2,7536
36	7,7282	0,000982	0,014844	0,8135	2,6832
37	9,1637	0,001009	0,012380	0,8784	2,6122
38	10,7820	0,001038	0,010356	0,9426	2,5399
39	12,597	0,001073	0,008675	1,0065	2,4655
40	14,625	0,001113	0,007281	1,0710	2,3882
41	16,882	0,001164	0,006079	1,1382	2,3066
42	19,387	0,001229	0,005046	1,2124	2,2179
43	22,157	0,001327	0,004109	1,3044	2,1140
44	25,217	0,001536	0,003102	1,4569	1,9597
44,4	26,54	0,002071	0,002071		

Критические параметры для неона, как это следует из приведенной выше таблицы: давление  $p_{кр} = 26,54$  бар, удельный объем  $v_{кр} = 0,002071 \text{ м}^3/\text{кг}$  и температура  $T_{кр} = 44,4 \text{ К}$

В [3] приводится дополнительная кривая с названием квазиспинодали (рис. 3). Эта кривая показывает область, где сказывается на протекание изотерм реальных веществ близость к критической точке. Факти-

чески знание протекания квазиспинодали может стать отправной точкой в определении области применимости модели идеального газа к конкретному веществу.

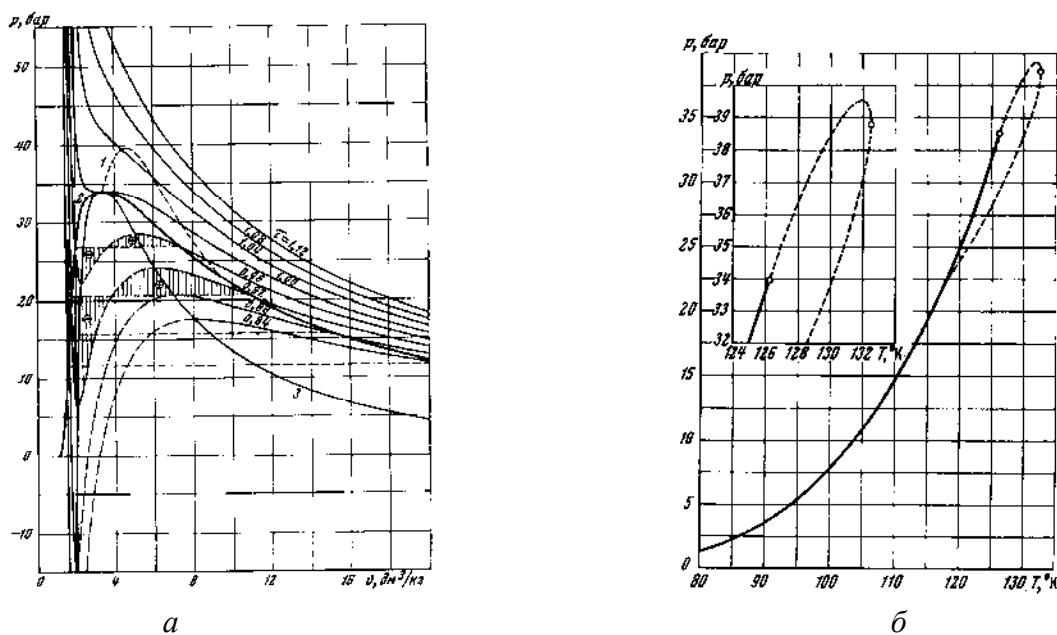


Рис.3. Изображение (а) квазиспинодали -1, бинадали -2, спинодали -3 в координатах  $p$ - $v$  и (б) квазиспинодали в координатах  $p$ - $T$  для азота

Применение модели идеального газа в расчетах процессов с воздухом допустимо, если верить справедливости протекания квазиспинодали, при температурах существенно выше  $1,08T_{кр}$ , т.е. при температурах существенно выше 143К. Из рассмотрения обобщенной диаграммы Ван-дер-Ваальса следует, что область соответствия веществ модели

идеального газа наблюдается при относительных температурах  $\tau > 1,5$ .

В методических указаниях [4] для построения цикла Карно приводятся данные свойств веществ в плоском изображении. Покажем пример поверхности состояния неона в  $T-S$  координатах (рис.4).

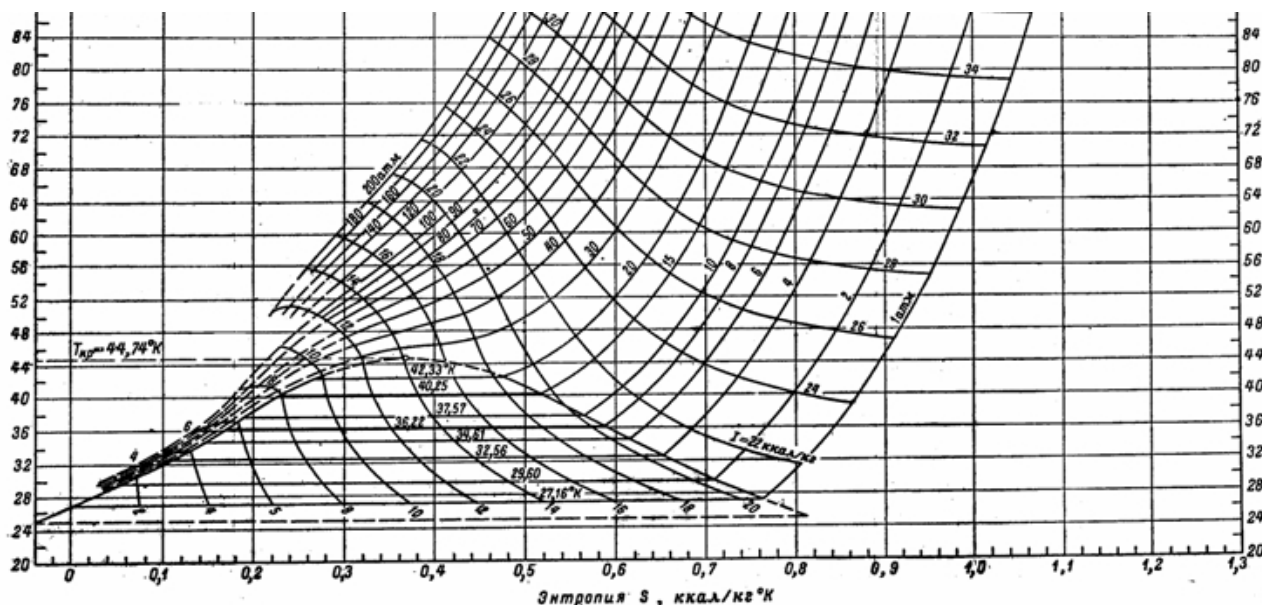
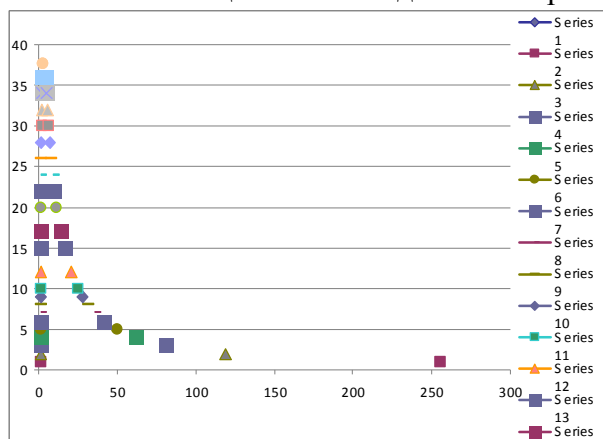


Рис.4. Диаграмма состояния неона в  $T-S$  координатах

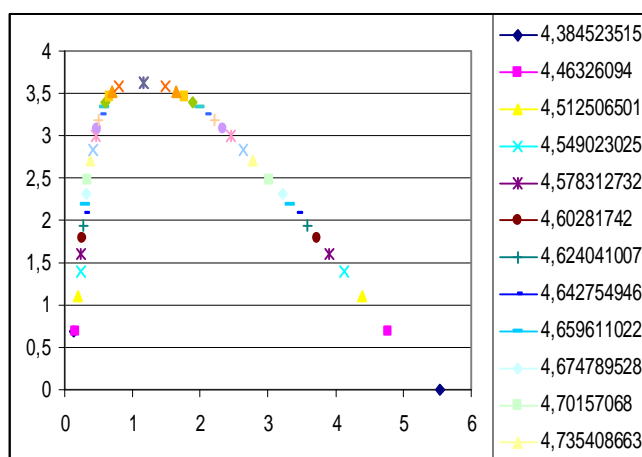
В  $T-S$  координатах построение цикла Карно по заданным значениям базовых температур  $T_1$  и  $T_2$ , расчет баланса работы цикла и КПД не представляют никакого труда. Но МУ предусматривают построение цикла Карно в  $p-v$  –координатах. Построение диаграммы в этих координатах производится с использованием табличных данных.

Как видно из табл. 1 соотношение плотностей вещества в жидкой и паровой

фазах при низких температурах и малых давлениях составляет три порядка. Так, по данным таблиц [4] с помощью EXCEL построены для воздуха в двухфазной области кривые состояния в физических величинах давлений и удельных объемов по координатам и в логарифмических координатах по этим осям.



а



б

Рис.5. Изображение поверхности состояния воздуха в обычных (а) и логарифмических (б)  $p-v$  координатах

Принято решение представлять диаграмму состояния в логарифмических координатах по осям давление - удельный объем.

Построить линии насыщения по жидкости и пару по данным табл. 1 не представляет труда, как не представляет труда нахождение положения изотерм  $T_1$  и  $T_2$ . Некоторые трудности возникают при построении линий изоэнтроп. На линии  $T_1$  значения энтропий на линиях насыщения  $S'_{T_1}$  и  $S''_{T_1}$  можно найти из координат по  $T$ - $S$  диаграмме или из табл. 1. В МУ нахождение положения точек энтропий  $S'_{T_1}$  и  $S''_{T_1}$  на изотерме  $T_2$  предлагается определить пропорциональным делением отрезка изотермы  $T_2$  по известным значениям  $S'_{T_2}$ ,  $S'_{T_1}$ ,  $S''_{T_1}$  и  $S''_{T_2}$ . Их студенты находят или по диаграмме вещества в  $T$ - $S$  координатах или из таблиц двухфазного состояния веществ, подобных табл. 1.

Большую пользу приносит рассмотрение поверхности состояния веществ в трехмерном изображении.

Визуальная типичная трёхмерная картина состояния веществ [2] представляет следующее.

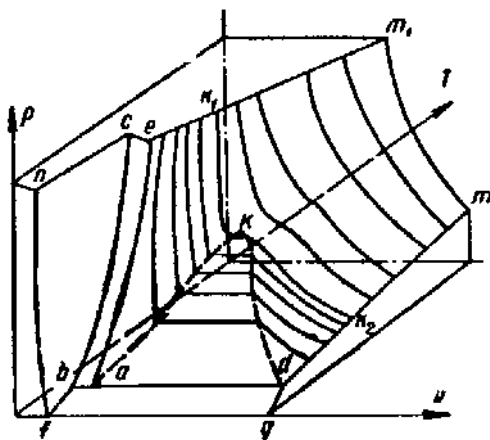


Рис.6. Типовая поверхность состояния вещества

На рисунке приведены характерные точки:  $a$  - тройная точка,  $k$  - критическая точка. Линия  $ak$  представляет собой линию насыщения жидкой фазы, а  $kd$  - насыщения паровой фазы. Линии изотерм показаны по модели Эндрюса. Они получаются как результат пересечения поверхности состояния вещества с плоскостью, параллельной плоскости координат  $pv$ , проведенной на расстоянии, равном координате  $T$ . Поверхность  $akd$  с геометрической точки зрения является цилиндрической. Для наглядности на рис. 6

условно искажен масштаб по координате удельного объема. Из табл. 1 и текста выше известно, что удельный объем паровой фазы при снижении давления возрастает на 2-3 порядка.

Именно этим объясняются трудности трехмерного изображения поверхности состояния с использованием уравнения Ван-дер-Ваальса и наиболее доступного графического инструмента – таблиц EXCEL. К сожалению, изображение с его помощью отличается от приведенного на рис. 7. В математическом аппарате графического изображения EXCEL заложено искаженное изображение расчетных точек – точки по координатам (абсцисса, ордината и аппликата) откладываются на равных расстояниях, а не в соответствии с их фактическими значениями. На плоских графиках, как это видно из рис. 5, еще удастся обеспечить фактическое соответствие поверхностей состояния веществ в двухфазной области трехмерному изображению. Но трехмерное изображение с помощью EXCEL становится неузнаваемым.

И тем не менее, построение поверхности состояния веществ в трехмерном изображении полезно для развития представления о поведении различных по уровню критических параметров веществ (диапазону температур и давлений). Приобретаются знания как общности веществ, так и понимание области применения каждого конкретного вещества вне зависимости от того в каком виде мы встречаемся с ним в нашей повседневной жизни. Для каждого из веществ протяженность поверхности состояния в двухфазной области и координатах  $p$ - $v$ - $T$  определяется значениями критических параметров, что и позволяет определять область применения различных веществ в нужных нам фазовых состояниях.

#### Библиографический список

1. Авдуевский, В.С. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / В.С. Авдуевский [и др.]. - М.: Машиностроение, 1975 г. – 624 с.
2. Архаров, А.М. Техника низких температур / А.М. Архаров [и др.]. - М.-Л.: Энергия, 1964. - 448 с.

3. Вассерман, А.А. Теплофизические свойства воздуха и его компонентов / А.А. Вассерман. – М.: Наука, 1966. - 375 с.

4. Михеенков, Е.Л. Расчет параметров цикла КАРНО для некоторых газов: метод. Указания / Е.Л. Михеенков. -Самара, 2007. - 25 с.

#### References

1. Avduevsky V.S., Galiceisky V.M., Glebov G.A., Danilov J.I., Calinin A.K., Koshkin V.K., Koshmarov J.A., Mikhailova M.M., Mikhailova T.V., Mikheev J.S., Rugov J.A., Solncev V.P. Fundamental bases of heat transmission

in aviation and rocket-space technic. "Mashino-stroenie", 1975 p.624

2. Arkharov A.M., Butkevich C.S., Golovintsov A.G., Kulacov V.M., Marfenina I.V., Miculin U.J., Stolper M.B. Technics of low temperatures. "Energy", M-L, 1964, 448 p.

3. Vasserman A.A., Casavchinsky J.Z., Rabinovich V.A. Thermo-physical properties air and its components. "Nauka", M., 1966, 375 p.

4. Mikheyenkov E.L. Found parameters of the cycle Carnot for some gases. Methodical directions. Samara, 2007, 25 p.

## STUDY OF STATE SURFACE OF SUBSTANCES IN DUAL-PHASE VAPOR-LIQUID REGION

© 2009 E. L. Mikheyenkov, M. V. Chervyakov

Samara State Aerospace University

Using construction of Carnot cycle for several gases as an example, the model of state surface for substances based on van der Waals model is proposed for detailed consideration by students. This allows the students to study both Carnot cycle and the concept of phase transition of substance in vapor-liquid region.

*Substances, phases, thermodynamic properties, state surface of substance, cycle Carnot*

### Информация об авторах

**Михеенков Евгений Леонтьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. 8-927-702-31-47. Область научных интересов: термодинамика и теплообмен в двигателях для авиации и энергетики.

**Червяков Максим Владимирович**, студент Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. 8-960-841-04-05. Область научных интересов: термодинамика и теплообмен.

**Mikheyenkov Eugene Leontievich**, candidate of technical scientific, associate professor of Department of heat technical and heat engine of Samara State Aerospace University. Phone: 8-927-702-31-47. Area of research: thermodynamic and heat transfer in aviation and energetic engines.

**Chervyakov Maksim Vladimirovich**, student of Samara State Aerospace University. Phone: 8-960-841-04-05. Area of research: thermodynamic and heat transfer.

УДК 504.3.054.001.5

**СОЗДАНИЕ СРЕДСТВ ВИБРОЗАЩИТЫ ДЛЯ РУЧНОГО МЕХАНИЗИРОВАННОГО ИНСТРУМЕНТА ВРАЩАТЕЛЬНОГО И УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ**©2009 В. Н. Вякин<sup>1</sup>, Г. В. Изранова<sup>2</sup>, В. Г. Луканенко<sup>2</sup><sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет<sup>2</sup>Самарская государственная академия путей сообщения

Рассматривается проектирование систем для внутренней и внешней защиты от вибраций ручного инструмента вращательного и ударного действия. Приводятся разработанные конструкции систем защиты от вибрации и модернизированные образцы ручного инструмента. Представлены результаты их испытаний в производственных условиях.

*Виброзащита, шлифовальная машина, клепальный молоток, поддержка для клёпки*

При производстве деталей во многих отраслях промышленности широко применяются ручной механизированный инструмент. Проведённые замеры уровня вибрации при использовании пневмошлифовальных машин ИП-2009, В5351-5006, ИП-2013, ПШТ-3, ПМ-33-140 и ряда другого оборудования, выполненные совместно с санитарно-промышленными лабораториями ОАО «Моторостроитель» и завода «Прогресс» г. Самара, на различных технологических операциях показали существенное превышение уровня вибрации над нормативными (табл. 1, 2).

Для снижения уровня виброактивности пневмошлифовальных машин были выполнены работы по их модернизации.

Жёсткие условия эксплуатации шлифовальных машин приводят к быстрому износу шарикоподшипников и посадочных мест под них (межремонтный ресурс составляет около 100 часов).

В ручных машинах с вращательным движением инструмента (шлифовальных, фрезерных, сверлильных, развёртывающих и др.) источниками вибраций являются следующие причины: биение поверхности инструмента, несбалансированность вращающихся частей, взаимодействие инструмента с обрабатываемой средой. Причиной радиального биения является несовмещение оси вращения с геометрической осью боковой поверхности круглого тела или отклонение формы вращающегося тела от круговой (овальность, огранка и т.п.).

Теоретические исследования показали, что более эффективной виброзащитной системой для инструмента типа ручных пнев-

мошлифовальных машин является двухкаскадная система, которая и была реализована при модернизации серийных пневмошлифовальных машин ПШТ-2 (завод «Прогресс») и ИП-2009Б (ОАО «Моторостроитель»).

Двухкаскадная система виброзащиты для пневмошлифовальной машины ПШТ-2 выполнена в виде тросового кольцевого упругодемпфирующего элемента, установленного между наружным кольцом подшипника и корпусом (внутренний каскад), и упругодемпфирующего элемента в виде двух кольцевых элементов, изготовленных из металлической сетки, пропитанной сырой резиной с последующей вулканизацией. Эти элементы устанавливаются между внутренним корпусом и наружной рукояткой (внешний каскад).

Двухкаскадная система виброзащиты пневмошлифовальной машины ИП-2009Б (ОАО «Моторостроитель») выполнена по той же схеме, но упругодемпфирующие элементы изготовлены из гофрированных стальных лент.

Результаты испытаний обоих образцов, проведённые в производственных условиях (табл. 1, 2), показали высокую эффективность предложенной двухкаскадной системы виброзащиты человека-оператора.

Совместно с самарским заводом «Прогресс» и ОАО «Авиатор» были разработаны и созданы вибробезопасные клепальные молотки и поддержка, защищенные патентами РФ [1, 2, 3, 4].

Конструкция поддержки для клёпки приведена на рис. 1. [2].

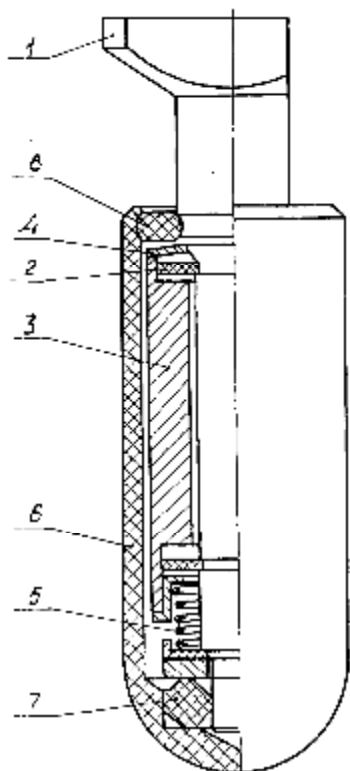


Рис. 1. Вибробезопасная поддержка для клёпки

На наковальне 1 с помощью радиальных упругих элементов 2 установлена инерционная масса 3. Упругие элементы 2 обеспечивают центрирование инерционной массы 3 относительно наковальни и допускают продольные перемещения инерционной массы 3 относительно наковальни. Между поверхностью наковальни 1 и инерционной массой 3 установлен упругий элемент 4. Инерционная масса прижата к тыльной поверхности наковальни 1 с помощью пружины 5. Рукоятка 6 соединена с наковальней 1 с помощью упругих элементов 7 и 8 и выполнена полой. Инерционная масса 3, хвостовик наковальни 1 и пружина 5 расположены в полости рукоятки.

Уменьшение вибрации наковальни, разработанной конструкции поддержки помимо улучшения условий труда оператора, удерживающего наковальню, приводит к снижению вибрации склепываемых деталей и снижению общего уровня шума.

На рис. 2 показан сборочный чертеж ручной машины ударного действия, созданный на базе клепального молотка КМП-24 с виброизоляцией рукоятки и демпфированием вибрации инструмента.

Рукоятка 1 соединена с проставкой 5 не непосредственно, а через виброизолирующую пружину 8. Между проставкой 5 и инструментом 7 установлен упругодемпфирующий элемент 9.

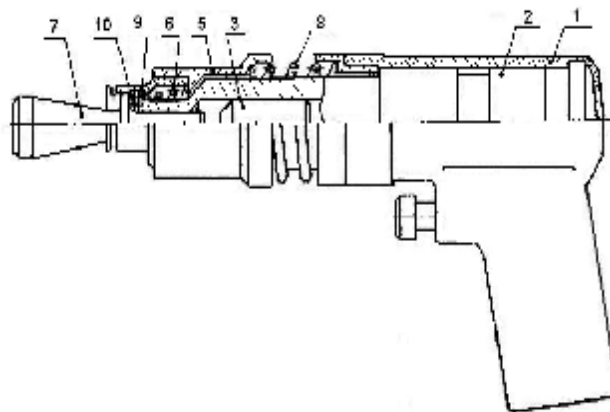


Рис. 2. Клепальный молоток

При работе молотка силовой импульс от толкателя 2 передается через ударник 3 к инструменту 7. Сила нажима человека-оператора на рукоятку 1 передается через возвратную пружину 6, через упругодемпфирующие элементы 9 и 10 к инструменту 7. Упругодемпфирующий элемент 10 служит для уменьшения передачи высокочастотных вибраций на проставку 5, гашения вибрации инструмента и облегчает удержание инструмента в рабочем положении. Упругодемпфирующий элемент 9 служит для смягчения удара при возврате корпуса ударного механизма в исходное положение после отдачи и уменьшения вибраций инструмента и детали, возбуждаемых этим ударом. Теоретически удар корпуса по инструменту в установившемся режиме работы машины можно исключить. Однако на практике это затруднительно из-за нестабильности внешних условий (давление в сети, масса и жёсткость обрабатываемой детали, влияние отскоков) и необходимости минимизировать длину машины.

Виброизолирующая пружина 8 предназначена для виброизоляции рукоятки от вибраций, возникающих в зоне обработки, причём для обеспечения постоянного поджатия проставки 5 к инструменту 7 и инструмента к обрабатываемой детали сила сжатия пружины 8 должна превышать максимальную силу сжатия пружины 6. Результаты испытаний молотка приведены в табл. 3.

Таблица 1 - Уровни виброскорости (дБ) на рукоятке ПШТ-2

Наименование	Среднегеометрические частоты, Гц						
	16	31.5	63	125	250	500	1000
Нормативный уровень	109						
Исходный уровень	85	100	104	103	90	80	70
С тросовым демпфером на подшипнике	91	100	95	81	85	85	77
С демпфером и внешней виброзащитой	90	92	85	82	70	70	65

Таблица 2- Уровни виброскорости (дБ) на рукоятке ИП-2009Б

Наименование	Среднегеометрические частоты, Гц						
	16	31.5	63	125	250	500	1000
Нормативный уровень	109						
Исходный уровень	95	100	108	115	113	115	103

Таблица 3 - Уровни виброскорости клепального молотка

Наименование	Среднегеометрические частоты, Гц						
	16	31,5	63	125	250	500	1000
Нормативный уровень	109						
Замеренный уровень	75	86	73	76	78	68	66

На основе выполненного комплекса теоретических и экспериментальных исследований разработаны рекомендации по проблеме повышения эффективности и вибробезопасности ручного пневматического инструмента вращательного и ударного действия за счёт модернизации существующих и создания новых конструкций машин с системами внутренней и внешней виброзащиты.

### Библиографический список

1. Кирилин, А.Н. Разработка пневматического клепального молотка с низким уровнем виброактивности /А.Н.Кирилин, Н.П.Родин, Е.П.Семенов, [и др.]//Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф., посвященной памяти генерального конструктора аэрокосмической техники академика Н.Д.Кузнецова (Самара, 21-22 июня 2001). - Самара: Изд-во Самар. науч. центра РАН, 2001. - С.63-64.
2. Пат. 2103101 РФ, МКИ<sup>6</sup> В21 J 15 /32. Виброзащитная поддержка для клепки /Вякин В.Н., Ключник В.Н, Луканенко В.Г., Леляткин А.А. - №96101463/02; заявл. 24.01.96; опубл. 27.01.98, Бюл №3. - С.2.

3. Пат. 2172667 РФ, МПК С2 В25 D 9/14 9/26, Е 21 С 37/24. Молоток пневматический /Вякин В.Н., Ключник В.Н., Луканенко В.Г., Чегодаев Д.Е, Родин Н.П., Сечин А.В, Гильмутдинов С.Н., Колесов В.В. (РФ). №99109687/28; заявл. 27.04.99; опубл. 27.08.2001, Бюл. №24. - С.3

4. Пат. 2108230 РФ, МКИ<sup>6</sup> ВД25Д 9/90. Ручная машина ударного действия (варианты)/Вякин В.Н., Ключник В.Н., Луканенко В.Г., Леляткин А.А. - № 99109687/28; заявл. 24.01.96; опубл. 10.04.98, Бюл. №10. – С.3.

### References

1. Kirilin, A.N. Development of riveting machine hammer with low level of vibro-acoustic masking /A.N. Kirilin, N.P.Rodin, E.P.Semenenko [and others] //Proceeding of International Conference dedicated Chief-Designer of Aerospace Engineering, academician N.D.Kuznetsov (Samara, 21-22 June 2001). – Samara: Samara Scientific Center RAS, 2001. –pp.63-64.
2. Patent 2103101 RF, MКИ В21 J 15/32. Bucking tool with vibration protection for riveting / Vyakin V. N., Kluchnik V.N., Lukanenko

V. G., Lelyatkin A.A. – №961011463/02; App. 24.01.96; Published 27.01.98, Bull. №3. -P.2

3. Patent 2172667 RF, MPK c21 B25 D9/14, 9/26, E 21 C 37/24. Riveting machine hammer / Vyakin V. N., Kluchnik V.N., Lukanenko V. G., Tchegodaev D.E., Rodin N.P., Sechin A.V., Gilmutdinov S.N., Kolesov V.V.(RF) – №99109687/28; App. 27.04.99; Published 27.08.2001, Bull. №24. -P.3.

4. Patent 2108230 RF, MKI VD25D 9/90. Hand guided machine of hammering action / Vyakin V. N., Kluchnik V.N., Lukanenko V. G., Lelyatkin A.A. – №99109687/28; App. 27.04.96; Published 10.04.98, Bull. №10. -P.3.

## **CREATION OF MEANS OF PROTECTION AGAINST VIBRATION FOR THE MANUAL MECHANIZED TOOL OF ROTARY AND SHOCK ACTION**

© 2009 V. N. Vjakin<sup>1</sup>, G. V. Izranova<sup>2</sup>, V. G. Lukanenko<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University

<sup>2</sup>Samara State Academy of Railways

Designs of systems internal and external vibrating isolation manual machines of rotary and shock action are considered. Designs of systems vibrating isolation and the modernized samples of the manual tool are resulted. Results of their tests under production conditions.

*Vibrating protection, machines grinding, hammers for pasting, support for pasting*

### **Информация об авторах**

**Вякин Вениамин Николаевич**, кандидат технических наук, заместитель проректора по науке и инновациям Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [vjakin@ssau.ru](mailto:vjakin@ssau.ru). Тел. (846) 267-43-11. Область научных интересов: виброзащита ручного механизированного инструмента.

**Изранова Галина Владимировна** - аспирант, инженер-программист кафедры «Инженерная графика» Самарской государственной академии путей сообщения. Тел. (846) 299-54-02. Область научных интересов: виброзащита ручного механизированного инструмента.

**Луканенко Владимир Григорьевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности» Самарской государственной академии путей сообщения. Тел. (846) 241-76-42. Область научных интересов: виброзащита ручного механизированного инструмента.

**Vjakin Veniamin Nikolajevich**, Candidate of Engineering Science, Deputy Vice Rector for research and innovation of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-43-11. Area of Research: protection against vibrations of hand guided tool.

**Izranova Galina Vladimirovna**, postgraduate, engineer-programmer of Samara State Academy of Railways. Phone: (846) 299-54-02. Area of research: protection against vibrations of hand guided tool.

**Lukanenko Vladimir Grigorjevich**, Doctor of Engineering Science, Professor of Samara State Academy of Railways. Phone: (846) 241-76-42. Area of research: protection against vibrations of hand guided tool.



УДК 621.43; 621.822.6

## СТРАТЕГИЯ РАЗВИТИЯ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ПОДШИПНИКОВ АЭРОКОСМИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ

© 2009 В. В. Макаrchук

Завод авиационных подшипников, г. Самара

В статье рассматриваются проблемные вопросы расчета, проектирования, изготовления и испытаний подшипников для авиационных газотурбинных двигателей.

*Опоры роторов, подшипники качения, работоспособность*

Подшипники качения аэрокосмического применения – изделия особого применения, при создании которых используются специальные методы проектирования, материалы и технология изготовления.

Еще в 90-х годах прошлого века в пособиях по проектированию газотурбинных двигателей (ГТД) можно было найти сетования на то, что конструирование подшипниковых узлов в большей мере относится к области искусства, чем науки, и что основным методом проектирования является копирование известных, надежно работающих конструкций. В то же время надежность подшипников роторов является важной составляющей надежной работы ГТД в целом (рис.1). При создании ГТД этому вопросу уделяется достаточное внимание на всех ступенях - от разработки и доводки вплоть до передачи в серийное производство.

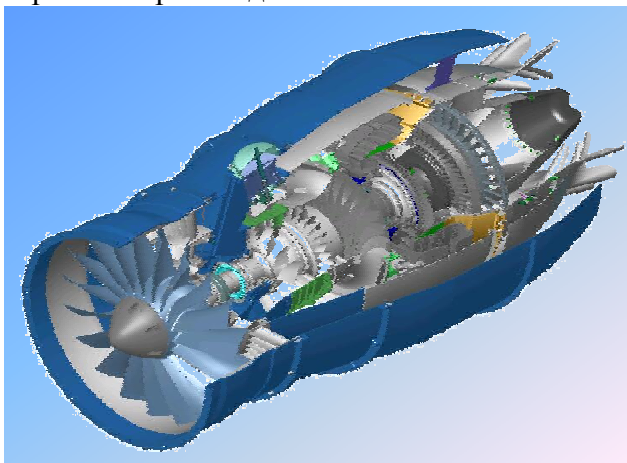


Рис.1. Газотурбинный двигатель

Такое положение вызвано хорошо известной сложностью рабочих условий подшипников ГТД по скоростям вращения, нагрузкам, рабочим температурам при жестких

требованиях к весу и габаритам, надежной работы на заданный ресурс, а также требований по экономичности, технологичности при серийном производстве и т.д.

Большое значение имеет понимание тонких особенностей работы подшипников в процессе эксплуатации, а также в ходе работ по повышению ресурса и разработки мероприятий с целью устранения выявленных при эксплуатации дефектов. Уровень современных требований к опорам роторов предопределяет проведение комплекса теоретических и экспериментальных исследований для определения наиболее оптимального варианта конструкции подшипника взамен стандартной «комплектующей детали» по каталогу, как это делалось раньше.

В силу этих обстоятельств, конструкция подшипникового узла должна являться разумным компромиссом указанных выше факторов. А для этого необходимо достаточно полное представление о взаимосвязи этих факторов, степени их важности в различных условиях применения подшипников в различных узлах ГТД.

Скорости вращения валов, повышенные с целью получения наибольшего к.п.д. компрессора, вызывают увеличение центробежных сил. При этом нагружаются больше дорожки качения наружных, а не внутренних колец. Вследствие этого создается опасность пробуксовывания тел качения, повышенного тепловыделения и в целом нестабильной работы. С целью достижения максимального к.п.д. термодинамического цикла ГТД повышаются рабочие температуры. Под действием высоких температур возникают изменения размеров деталей подшипника и со-

пряженных деталей, влияющие на работу подшипника.

Кроме того, недостаточная жесткость валов и корпусов опор является причиной работы подшипников с перекосом колец (рис.2). Это требует совершенствования внутренней геометрии подшипников, обоснованного назначения зазоров, профилирования образующих поверхностей роликов и колец роликоподшипников.

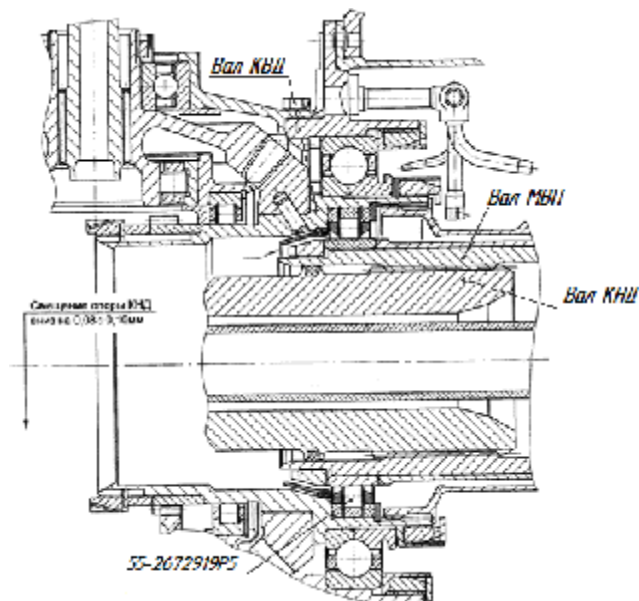


Рис.2. Узел межвального подшипника ГТД

Анализ тенденции проектирования подшипниковых узлов опор ГТД показывает, что в настоящее время требуются подшипники, способные надежно работать при значениях  $dn = 3 \cdot 10^6$  мм·об/мин. выше (параметр скорости  $dn$  представляет собой произведение диаметра отверстия подшипника в миллиметрах на частоту вращения вала в оборотах в минуту). Поэтому за последние годы в области расчета и проектирования высокоскоростных подшипников было выполнено большое число работ как у нас в стране, так и за рубежом. В зарубежной печати сообщалось, об успешной работе шариковых подшипников при  $dn = 3 \cdot 10^6$ . Роликовые подшипники работали при  $dn$  до  $3 \cdot 10^6$ . В этом диапазоне  $dn$  исследования предсказывают недопустимое снижение долговечности из-за больших центробежных сил, развиваемых вращающимися деталями подшипника.

При таких скоростях, основными причинами выхода из строя являются не явле-

ния, связанные с контактной усталостью материала, а разрушение внутренних колец вследствие растрескивания, износа, поломки (реже выкрашивания) перемычек сепаратора, «задира» его центрирующих поверхностей, «раскатки» дорожек качения вследствие перегрева. Поэтому интенсивно проводятся работы, связанные с улучшением качества металла - получение мелкодисперстной микроструктуры, изготовление подшипников из цементуемых сталей (типа М50 NiL), изготовление колец с выкаткой желоба из трубной заготовки вместо вырезки из поковки, а также организации таких процессов финишной обработки, при которых на поверхностях колец образуются остаточные напряжения сжатия. Основные направления работ по уменьшению нагрузок на наружное кольцо - это применение тел качения из нетрадиционных материалов (металлокерамика, нитрид кремния), использование пустотелых тел качения, применение подшипников сверхлегких серий (рис.3), создание оптимальной внутренней геометрии шариковых подшипников с арочным профилем дорожек качения наружного кольца.



Рис.3. Межвальный роликовый подшипник

При решении вопросов проектирования подшипников для современных ГТД уже невозможно обойтись без применения ЭВМ и современных компьютерных программ ANSYS, CATIA и др. За рубежом, по рекламным данным, некоторые фирмы располагают сотнями программ для расчета подшипников качения, из литературных источ-

ников известно лишь немногие. Так, например, фирма FAG утверждает, что она располагает сетью связанных между собой вычислительных центров, расположенных в Германии, Англии, Канаде и США, и что для потребителей разработано свыше 200 программ для расчета подшипников.

В доступных литературных источниках описано несколько программ, которые для подшипника ротора ГТД позволяют проследить влияние отдельных факторов, таких как скорость вращения, величина осевой и радиальных нагрузок и их сочетание, величина угла перекося колец и рассчитать рабочие характеристики подшипника. В качестве входных данных в таких программах используются геометрические характеристики подшипника (такие как размеры, зазор, углы контакта), свойства материалов и смазки, а также условия окружающей среды.

Так, программы SHABERTH (SKF) и CYBEAN (NASA) разработаны применительно к расчету высокоскоростных роликовых подшипников с цилиндрическими роликами. Выходные данные включают значения нагрузок на ролики и контактных напряжений, компонент скорости, тепловыделений, местных температур, перекося роликов, состояние смазочной пленки в контактах, усилия взаимодействия роликов с сепаратором и направляющими бортиками, усталостной долговечности и потерь мощности. С помощью программы CYBEAN можно оптимизировать условия контакта и смазки торца ролика с направляющими бортиками колец и предотвратить стремление ролика к «рысканию» и последующему его развороту в гнезде сепаратора. Заметим, что дефект «разворот ролика» является одним из основных для роликовых подшипников опор роторов ГТД (рис.4).

Что касается высокоскоростных шариковых подшипников с арочным профилем дорожек качения, то практически (за небольшим исключением - работы Lewis Research Center, Кливленд, шт. Огайо) отсутствуют публикации по программам расчета подобным SHABERTH и CYBEAN.

Так, исследования по подшипникам с трехточечным контактом в Великобритании проводились по контракту с Министерством обороны. Эта работа привела к соглашению,

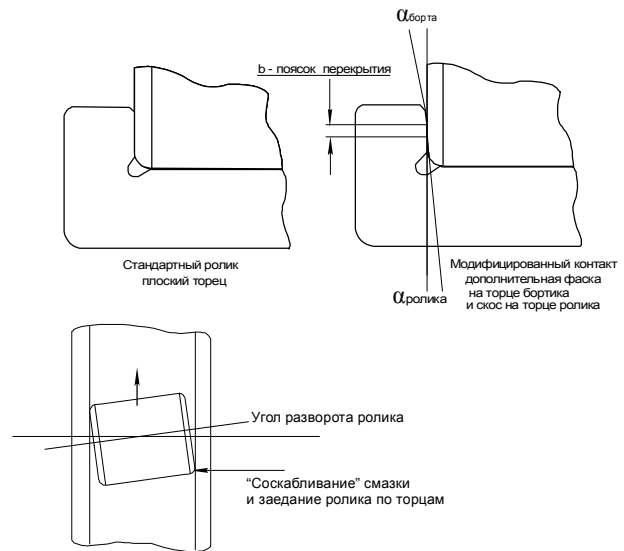


Рис.4. Схема контакта при развороте ролика

по которому фирма Ransme Hoffman Pollard Ltd стала единственным обладателем патентов на это изобретение с правом передачи лицензии другим компаниям при наличии разрешения Министерства обороны.

Методики расчета высокоскоростных подшипников разрабатывались во ВНИПП, в МФТИ, МВТУ им Баумана, Казанском и Самарском авиационных институтах, Пермском политехническом институте, СНТК им. Кузнецова (г. Самара), СПБ «Машпроект» (г. Николаев) и др.

Вместе с тем они, в основном, разрабатывались для решения специальных проблем (стабильность и величина момента трения, анализ вибрационного состояния узла, жесткостные характеристики и т.д.) и не отражают особенности работы подшипника в узле опоры ГТД. Поэтому в СКБ ОАО «ЗАП» ЕПК в последние годы с учетом накопленного опыта интенсивно разрабатываются программы по оптимизации конструктивных параметров шариковых и роликовых подшипников с учетом их работы в конкретном узле опоры ГТД [1].

Особенностью этих программ является учет геометрии деталей подшипника и подшипникового узла в рабочих условиях (за счет изменений геометрических размеров под действием центробежных, силовых и температурных деформаций), расчет сил трения и сил сопротивления вращению с учетом масляной пленки и анализ влияния производственных допусков на характеристики подшипника в целом (рис.5).

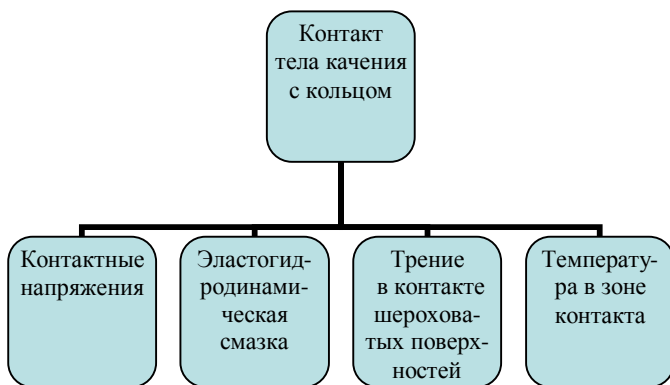


Рис.5. Схема расчета контакта

При этом расчеты долговечности подшипников в сложных условиях нагружения (центробежные силы, перекосы колец и т.п.) выполняются по базовым контактным напряжениям с учетом характеристик кривых контактной выносливости подшипниковых материалов (рис.6 и 7).

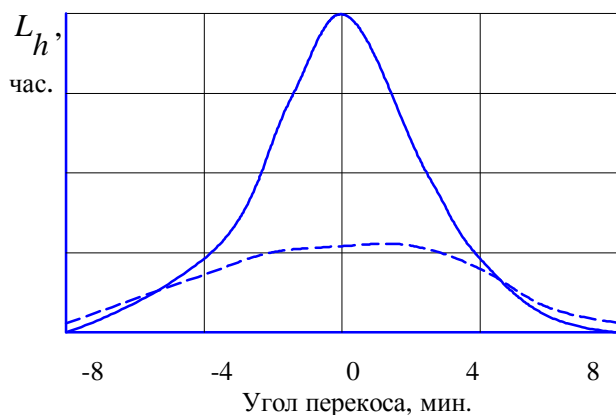


Рис.6. Долговечность арочного подшипника при перекосе колец

Одновременно развиваются и совершенствуются экспериментальная и технологическая база предприятия (рис.8).

Учитывая изложенное, основными направлениями деятельности ОАО «ЗАП» на ближайшие годы приняты:

1. Дальнейшее углубление и совершенствование методик расчета по оптимизации конструктивных параметров шариковых и роликовых подшипников опор ГТД.

2. Разработка методологии проектирования высокоскоростных подшипников качения с деталями из композиционных материалов.

3. Обоснование и применение средств мониторинга и раннего обнаружения дефектов подшипника в процессе эксплуатации;

прогнозирование остаточного ресурса подшипников.

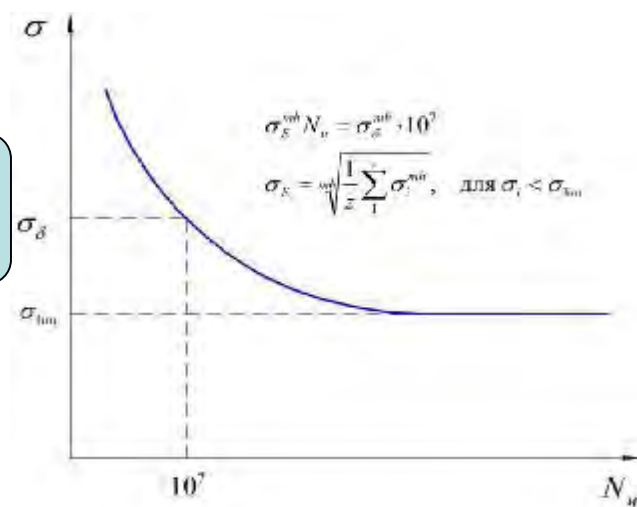


Рис.7. Кривая выносливости подшипниковых материалов



Рис.8. Лаборатория испытаний подшипников

4. Ежегодное освоение в производстве порядка 50 наименований новых типов подшипников (в том числе и совмещенных опор для ГТД последующих поколений).

Успешное решение задачи повышения работоспособности подшипников авиакосмических изделий требует постоянного сотрудничества нашего предприятия и авиапредприятий при создании новых изделий.

### Библиографический список

1. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Самсонов В.Н., Макарчук В.В. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с., ил.

### References

1. Baljakin V. B., Zhilnikov E.P., Samsonov V. N., Makarchuk V.V. Theory and engineering bearing of rotors of aviation Gas Turbine En-

gines. – Samara: Publishing house of the Samara State Space University, 2007. – 254 p., il.

## DEVELOPMENT STRATEGY OF DESIGN METHODS OF HIGH-SPEED BEARINGS OF AEROSPACE APPLICATION

© 2009 V. V. Makarchuk

Aviation Bearing Plant, Samara

In report are examined difficulties in calculation and designing, manufacturing and testing of backbone bearings of the aviation gas turbine engines.

*Rotor supports, rolling bearings, workability*

### Информация об авторе

**Макарчук Владимир Владимирович**, инженер, исполнительный директор дивизиона специальных подшипников. Тел. (846) 312-26-71. Область научных интересов: подшипники авиационных двигателей.

**Makarchuk Vladimir Vladimirovich**, engineer, the chief executive of Special Bearings Division of Aviation Bearing Plant. Phone: (846) 312-26-71. Area of research: bearings of aerospace.

УДК 621.822.6 (031)

## РАСЧЕТ ДВУХРЯДНОГО СФЕРИЧЕСКОГО РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА САТЕЛЛИТНОЙ ШЕСТЕРНИ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

© 2009 Е. П. Жильников<sup>1</sup>, В. В. Мурашкин<sup>2</sup>, И. М. Шифрин<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет

<sup>2</sup>Завод авиационных подшипников, г. Самара

Приведены методика и результаты расчетов долговечности двухрядного сферического роликового подшипника сателлитной шестерни планетарного редуктора. При расчете учитываются усилия в зацеплении шестерни планетарной передачи, а также центробежные силы переносного и относительного движения, как роликов, так и шестерни. Учитываются как деформации в контактах роликов, так и деформации прогиба наружного кольца, совмещенного с зубчатым венцом. Расчеты долговечности производятся по базовым контактным напряжениям. Приводятся рекомендации по повышению работоспособности подшипника.

*Подшипники качения, роликовые сферические, планетарный редуктор, нагрузки, долговечность*

В опоре сателлитной шестерни планетарного редуктора установлен двухрядный сферический роликовый подшипник. Наружное кольцо подшипника совмещено с зубчатым венцом шестерни, как показано на рис. 1.

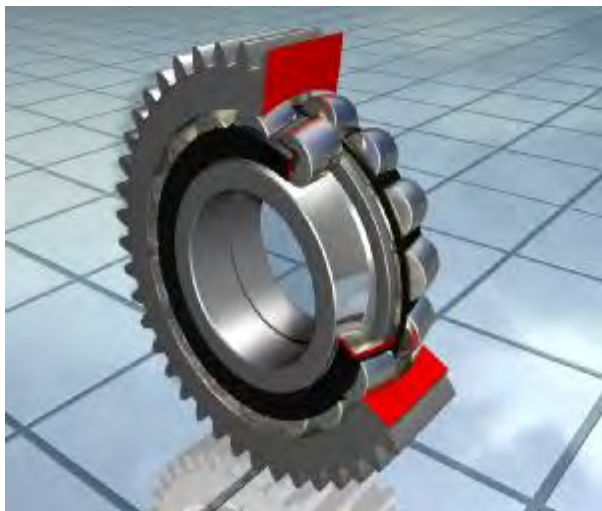


Рис. 1. Сателлитная шестерня планетарного редуктора

Подшипник совершает сложное движение: - относительное – вращение наружного кольца относительно собственной оси и переносное - вращение всего подшипника вместе с водилом планетарного редуктора. Радиальная нагрузка подшипника определяется окружными усилиями в зацеплении сателлитной шестерни и центробежной силой, определяемой массой наружного кольца с зубчатым венцом при переносном движении. Кроме того, наружное кольцо с зубчатым

венцом испытывает деформации сжатия под действием радиальных усилий в зацеплении.

Центробежные силы роликов определяются как относительным, так и переносным вращением и изменяются как по величине, так и по направлению, как показано в [1].

Наконец, детали подшипника изготовлены из разных материалов: - внутренние полукольца и ролики из подшипниковой стали, а наружное кольцо с зубчатым венцом из цементируемой стали.

В этой связи при разработке методики расчета подшипника следует учесть указанные условия.

Основные размеры колец и роликов сферического подшипника приведены на рис. 2. Центр желоба внутреннего полукольца смещен по вертикали и по горизонтали. В этой связи начальным значением угла контакта ролика с кольцами будет

$$\alpha_0 = \arctg(x_0/y_0),$$

где  $x_0$  и  $y_0$  - координаты центра желоба внутреннего полукольца.

В связи с незначительными изменениями угла контакта ролика при действии радиальной нагрузки в дальнейших расчетах принимаем величину угла контакта постоянной.

При расчете деформаций сжатия наружного кольца под действием усилий в зацеплении сателлитной шестерни реальное наружное кольцо заменяем цилиндрическим

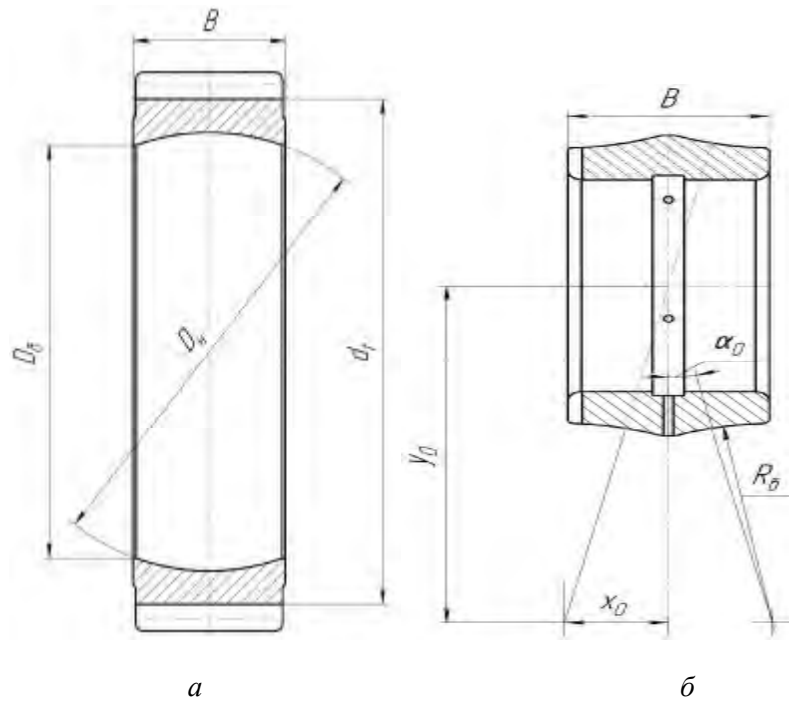


Рис.2. Основные размеры деталей сферического роликового подшипника:  
а – наружное кольцо; б – внутреннее кольцо

кольцом. Толщину  $H$  кольца определяем из условия равенства площадей условного и реального колец. При расчетах не учитываем зубчатый венец, так как зубья не оказывают влияния на величину деформации изгиба кольца.

Угол радиусного сегмента  $\alpha_0$  определится по формуле

$$\alpha_0 = \arccos(R_б / R_н).$$

Тогда условная толщина кольца определится выражением

$$H = (d_f - R_б) / 2 - \alpha_0 \cdot R_н^2 / B,$$

момент инерции сечения кольца при изгибе

$$I = B \cdot H^3 / 12.$$

Радиус расположения нейтрального слоя сечения кольца при изгибе будет равен

$$R = R_н - H / 2,$$

радиус желоба наружного кольца  $R_н = D_н / 2$ .

Средний диаметр расположения роликов определим по формуле

$$d_m = (D_н - D_w) \cdot \cos \alpha_0.$$

Начальный контакт ролика с кольцами является точечным. В этом случае при расчетах по компьютерным программам удобно пользоваться зависимостями, приведенными в работе [2]. Однако при больших значениях нагрузки в контакте расчетная длина площадки контакта превышает длину ролика. В

этом случае расчет контактных деформаций следует выполнять по зависимостям для профилированного линейного контакта, приведенным в работе [3].

Так как кольца и ролики изготовлены из различных материалов, характеристики модулей упругости в контакте определим по формулам

$$\eta_б = (1 - \varepsilon_б^2) / E_б, \quad \eta_н = (1 - \varepsilon_н^2) / E_н,$$

$$\eta_w = (1 - \varepsilon_w^2) / E_w,$$

где  $E_б$ ,  $E_н$  и  $E_w$  - модули упругости а  $\varepsilon_б$ ,  $\varepsilon_н$  и  $\varepsilon_w$  - коэффициенты Пуассона материалов внутреннего и наружного колец и роликов.

Сжатие кольца происходит под действием радиального усилия в зацеплении, которое определяется по формуле

$$F_{rw} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w,$$

где  $F_t$  - окружное усилие в зацеплении,  $\alpha_w$  - угол зацепления.

Изгибающим моментом от окружного усилия пренебрегаем. Тогда схема деформаций кольца будет иметь вид, показанный на рис. 3.

В соответствии с рекомендациями работы [4] величины деформаций прогиба кольца под действием сжимающих радиальных нагрузок могут быть определены по

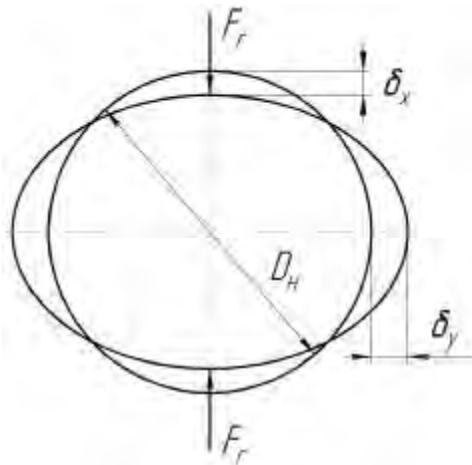


Рис.3. Схема деформаций сжатия наружного кольца

формулам:

$$\delta_x = \frac{F \cdot R^3}{2EI} \left( \frac{1}{\sin^2 \alpha} \left( \frac{\alpha}{2} + \frac{\sin 2\alpha}{4} \right) - \frac{1}{\alpha} \right);$$

$$\delta_y = \frac{F \cdot R^3}{2EI} \left( \frac{2}{\alpha} - \frac{1}{\sin \alpha} - \frac{\alpha \cdot \cos \alpha}{\sin^2 \alpha} \right),$$

где  $F$  - сжимающее усилие;  $E$  - модуль упругости материала кольца;  $I$  и  $R$  - момент инерции сечения кольца и радиус положения нейтральной оси сечения, определяемые, как показано ранее;  $\alpha$  - угол между действующими на кольцо нагрузками.

Принимая  $F = F_{rw}$  и  $\alpha = \pi/2$ , формулы для расчета деформаций кольца приведем к виду:

$$\delta_x = 0,1488 \frac{F_{rw} R^3}{EI}, \quad \delta_y = 0,1366 \frac{F_{rw} R^3}{EI}.$$

Тонкостенное наружное кольцо подшипника будет испытывать также деформации прогиба под действием усилий в контактах с роликами [5].

При расчете деформаций наружного кольца используем принцип независимости действия сил. В этой связи принимаем, что под действием центробежных сил роликов происходит равномерное расширение наружного кольца на величину

$$\delta_c = \lambda_{np} F_c.$$

Затем определяем деформации от усилий в контактах роликов с кольцами без учета центробежных сил.

При упрощенных расчетах также принимаем, что местные величины деформаций кольца будут пропорциональны усилиям в контактах в данных точках:

$$\delta_{ni} = \lambda_{np} F_i.$$

Как и для внутреннего кольца, принимаем деформации пропорциональными усилиям в контактах. По рекомендациям работы [6] коэффициент податливости кольца принимаем равным

$$\lambda_{np} = \frac{R^3}{EI} \left( \frac{1}{\sin^2 \alpha / 2} \left( \frac{\alpha}{4} + \frac{\sin 2\alpha}{4} \right) - \frac{2}{\alpha} \right).$$

Здесь  $R$  и  $I$  определяются, как показано ранее; угол  $\alpha$  между действующими нагрузками принимаем равным  $\alpha = 2\pi/z$ .

Подшипник сателлитной шестерни планетарного редуктора нагружается усилиями  $F_t$  в зацеплении шестерни с центральными зубчатыми колесами. Кроме того, при высокой скорости вращения необходимо учитывать центробежную силу  $F_{ch}$  сателлитной шестерни при переносном движении ее с угловой скоростью  $\omega_h$  переносного движения.

Окружные усилия  $F_t$  в зацеплении определяются при расчете зубчатых передач редуктора. Центробежную силу  $F_{ch}$  сателлитной шестерни при переносном движении можно определить по формуле

$$F_{ch} = m_n R_h \omega_h^2 / 1000,$$

где  $m_n$  - масса сателлитной шестерни с наружным кольцом подшипника в кг;  $R_h$  - радиус расположения осей сателлитной шестерни редуктора в мм;  $\omega_h$  - угловая скорость переносного движения сателлитной шестерни (скорость вращения водила) в  $\text{с}^{-1}$ .

Полное значение радиальной нагрузки на подшипник и её направление определяются по формулам

$$F_r = \sqrt{(2F_t)^2 + F_{ch}^2}, \quad \phi_N = \arctg(F_{ch}/2F_t).$$

Тела качения (ролики) в подшипнике также совершают сложное вращение: относительно собственной оси, относительно оси подшипника с угловой скоростью  $\omega_0$  и вместе с шестерней относительно оси планетарной передачи с угловой скоростью  $\omega_h$ .

Угловую скорость вращения роликов относительно оси подшипника определим по формуле  $\omega_0 = \omega(1 + \gamma)/2$ .



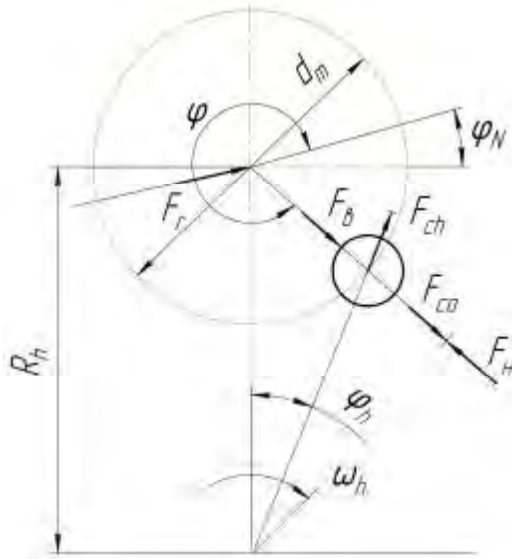


Рис.4. Схема сил, действующих на тела качения подшипника

Здесь  $\gamma = D_w \cos \alpha_0 / d_m$ ,  $\omega$  - угловая скорость вращения наружного кольца подшипника.

Центробежную силу ролика при вращении его относительно оси подшипника с угловой скоростью  $\omega_0$  определим по формуле

$$F_{c0} = m_w d_m \omega_0^2 / 2000,$$

где  $m_w$  - масса ролика в кг.

Центробежная сила ролика при переносном движении его с угловой скоростью  $\omega_h$  будет зависеть от угловой координаты расположения ролика в подшипнике и может быть найдена по зависимости

$$F_{ch} = m_w R_\phi \omega_h^2 / 1000.$$

Радиус расположения центра ролика относительно оси вращения водила определится, как показано на рис. 4,

$$R_\phi = \sqrt{R_h^2 + (d_m/2)^2 + R_h d_m \sin(\phi_N + \phi)}.$$

Принимая симметричное расположение роликов относительно линии действия радиальной нагрузки на подшипник, угловую координату  $i$ -го ролика определим по формуле  $\phi = 2\pi(i-1)/z$ .

Найдём угловое положение ролика относительно водила (рис. 4)

$$\phi_h = \arcsin(d_m \cos(\phi_N + \phi) / 2R_\phi).$$

Тогда величина центробежной силы, воспринимаемой наружным кольцом и направленной по радиусу от центра подшипника, определится суммированием:

$$F_c = F_{c0} + F_{ch} \sin(\phi_N + \phi + \phi_h).$$

Кроме того, возникнет взаимодействие ролика с сепаратором, величина которого определится по формуле

$$F_{cs} = F_{ch} \cos(\phi_N + \phi + \phi_h).$$

Схема нагрузок в контакте ролика с кольцами с учетом центробежной силы и усилия взаимодействия торца ролика с торцом направляющего бортика (или направляющего кольца) приведена на рис. 5.

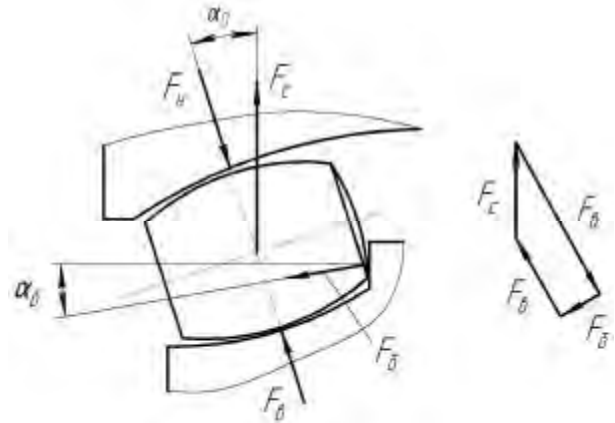


Рис.5. Схема нагрузок в контакте ролика с кольцами

Принимаем, что углы контакта ролика с наружным и внутренним кольцами одинаковы и определяются начальной геометрией подшипника, как показано ранее. Угол контакта торца ролика с направляющим бортиком  $\alpha_\delta$  также определяется по чертежу подшипника.

Из анализа многоугольника сил, действующих на ролик, приведенного на рисунке 5, условия равновесия ролика имеют вид:

$$F_n \sin \alpha_n - F_\theta \sin \alpha_\theta - F_\delta \cos \alpha_\delta = 0;$$

$$F_n \cos \alpha_n - F_\theta \cos \alpha_\theta + F_\delta \sin \alpha_\delta = F_c.$$

Здесь  $F_\theta$ ,  $F_n$  и  $F_\delta$  - усилия в контакте ролика с внутренним и наружным кольцами и направляющим бортиком.

Принимая  $\alpha_\theta = \alpha_n = \alpha_0$ , из решения приведенной системы уравнений найдем:

$$F_n = F_\theta + F_c \cos \alpha_\delta / \cos(\alpha_0 - \alpha_\delta),$$

$$F_\delta = F_c \sin \alpha_0 / \cos(\alpha_0 - \alpha_\delta).$$

По величине усилия  $F_\delta$  можно оценить интенсивность изнашивания торцов ролика и бортика.

В связи с деформациями изгиба наружного кольца усилиями в зацеплении сателлитной шестерни распределение радиальной

нагрузки на подшипник между телами качения будет несимметричным относительно вектора радиальной нагрузки. В этой связи условия равновесия внутреннего кольца подшипника будут иметь вид:

$$\sum_{i=1}^z F_g(i) \cos \varphi(i) = F_r;$$

$$\sum_{i=1}^z F_g(i) \sin \varphi(i) = 0.$$

Для решения этой системы уравнений необходимо учитывать смещение внутреннего кольца относительно наружного по двум координатным осям.

При этом  $S$  - смещение по направлению действия радиальной нагрузки на подшипник,  $S_H$  - смещение в направлении, перпендикулярном действию радиальной нагрузки.

Уравнения равновесия внутреннего кольца приводим к виду

$$\Phi_1(S, S_H) \equiv \sum_{i=1}^z F_g(i) \cos \varphi(i) - F_r = 0$$

$$\Phi_2(S, S_H) \equiv \sum_{i=1}^z F_g(i) \sin \varphi(i) = 0$$

Для решения полученной системы нелинейных уравнений применим метод Ньютона. При этом значения производных указанных функций определим как отношение приращений этих функций к приращениям аргументов.

С учетом показанных ранее деформаций сжатия наружного кольца радиальными усилиями в зацеплении сателлитной шестерни величины зазоров в сечениях, проходящих по центрам роликов, можно определить по формуле

$$g(i) = g/2 - D_n/2 + \rho.$$

Здесь  $\rho$  - параметр эллипса деформированного кольца, определяемый по формуле

$$\rho = \frac{(D_n - \delta_x)}{\sqrt{\sin^2(\varphi + \varphi_N) + \frac{D_n - \delta_x}{D_n + \delta_y} \cos^2(\varphi + \varphi_N)}}.$$

Величины  $\delta_x$ ,  $\delta_y$ ,  $\varphi$  и  $\varphi_N$  определяются, как показано ранее.

При расчете деформаций сжатия кольца принимается  $\delta_y = \delta_x/1,089$  и вводится ограничение:

$$\delta_x \leq g_0/2 + (\lambda_g + \lambda_n) F_0^{2/3}.$$

Обозначим  $\delta_\Sigma = \delta_g + \delta_n$ . С учетом сказанного суммарная деформация в контактах ролика с кольцами определится по формуле:

$$\delta_\Sigma = (S \cos(\varphi) - g(i)) \cos \alpha_0.$$

С использованием полученного значения суммарной деформации определяются усилия в контактах ролика с кольцами.

Условием отсутствия контакта ролика с двумя кольцами является  $\delta_\Sigma \leq \delta_c$ , где  $\delta_c$  - величина деформации под действием только центробежной силы ролика.

Как показано ранее, величина центробежной силы, направленной по радиусу от центра подшипника, определится суммированием:

$$F_c = F_{c0} + F_{ch} \sin(\varphi_N + \varphi + \varphi_n).$$

При выполнении условия  $\delta_\Sigma \leq \delta_c$  принимаются значения усилий в контактах

$$F_g = 0, F_n = F_c.$$

При большой величине центробежной силы  $F_{ch}$  переносного движения вместе с водилом при некоторых значениях угловой координаты  $\varphi$  ролика вектор центробежной силы  $F_c$  может быть направлен к центру подшипника, т.е.  $F_c < 0$ . В этом случае величина деформации под действием центробежной силы ролика определяется в контакте с внутренним кольцом.

При выполнении условия  $\delta_\Sigma \leq \delta_c$  принимаются значения усилий в контактах:

$$F_n = 0 \text{ и } F_g = F_c.$$

При большой величине центробежной силы проверяется условие невыхода площадки контакта ролика с кольцом за кромку рабочего участка длины ролика  $a_n \leq l_p/2$  или  $a_g \leq l_p/2$ .

При невыполнении условий невыхода площадки контакта за кромку рабочего участка длины ролика принимается  $a_n = l_p/2$  или  $a_g = l_p/2$  и величины деформаций  $\delta_c$  определяются по зависимостям для профилированного линейного контакта [3].

В качестве начального приближения величины деформации в контакте принимаются:

$$\delta_{c0} = \lambda_n F_c^{2/3} - \text{для контакта с наружным кольцом};$$

$$\delta_{c0} = \lambda_g F_c^{2/3} - \text{для контакта с внутренним кольцом}.$$

Площадка контакта разбивается на 50 участков длиной  $\Delta l = l_p / 50$ . Определяются координата участка  $x(i) = \Delta l(i - 0,5)$  и начальные значения зазора между роликом и кольцом:

$$z_c = (R_n - R_p)(l_p - 2x(i))^2 / (8R_n R_p) - \text{для контакта с наружным кольцом};$$

$$z_c = (R_g - R_p)(l_p - 2x(i))^2 / (8R_g R_p) - \text{для контакта с внутренним кольцом}.$$

Вычисляются величины деформаций в каждом сечении  $\delta(i) = \delta_{c0} - z_c$ . Если  $\delta(i) \leq 0$ , принимаем нагрузку в данном сечении  $q_c(i) = 0$ .

При  $\delta(i) > 0$  величину нагрузки определяем методом простой итерации. Начальное значение нагрузки в каждом сечении принимается равным  $q_0(i) = F_c / 50$ . Затем величина нагрузки уточняется по итерационной формуле:

$$q_1 = \pi \cdot \Delta l \cdot \delta(i) / (2(k_w + k_n)) - \text{для контакта с наружным кольцом};$$

$$q_1 = \pi \cdot \Delta l \cdot \delta(i) / (2(k_w + k_g)) - \text{для контакта с внутренним кольцом}.$$

Характеристики жесткости контактов  $k_w$ ,  $k_g$  и  $k_n$  определяются, как показано ранее.

Итерационный цикл повторяется до выполнения условия  $|(q_0(i) - q_1) / q_0(i)| \approx 0$ . Затем находится сумма нагрузок  $F_\Sigma = \sum_1^{50} q_0(i)$  и проверяется условие равновесия  $|(F_c - F_\Sigma) / F_c| \approx 0$ . При невыполнении условия равновесия вводится поправка величины  $\delta_{c0}$  и расчет повторяется.

При выполнении условия равновесия принимается:

$$\delta_c = \delta_{c0} + 2\lambda_{np} F_c - \text{для контакта с наружным кольцом};$$

$$\delta_c = \delta_{c0} - \text{для контакта с внутренним кольцом}.$$

При выполнении условия  $\delta_\Sigma \leq \delta_c$  принимаются значения усилий в контактах:

$$F_g = 0 \text{ и } F_n = F_c - \text{для контакта с наружным кольцом};$$

$$F_n = 0 \text{ и } F_g = F_c - \text{для контакта с внутренним кольцом}.$$

Если при заданном смещении колец суммарная величина деформации  $\delta_\Sigma$  больше величины деформации  $\delta_c$  под действием центробежной силы, то ролик имеет контакт с двумя кольцами. В этом случае усилия в контактах определяются численными методами последовательных приближений.

В качестве начального приближения принимается  $F_g = F_0$  и  $F_n = F_0 + F_c$ .

При таких значениях усилий в контактах вычисляются деформации  $\delta_g$  и  $\delta_n$  по методике, аналогичной изложенной в предыдущем разделе. При этом также делается проверка выхода площадки контакта за рабочий участок длины ролика.

При найденных значениях деформаций делается проверка  $\delta_g + \delta_n \approx \delta_\Sigma$ . При недостаточной точности вводится поправка величины  $F_0$  и расчет повторяется.

При достаточной точности определения деформаций по всем роликам выполняется проверка условий равновесия внутреннего кольца, как показано ранее.

После определения усилий в контактах роликов с кольцами вычисляются напряжения в контактах.

Значения эквивалентных напряжений в контактах роликов с кольцами по рекомендациям [1] и [7] определим по формулам:

$$\sigma_{gE} = m_g \sqrt{\frac{1}{z} \sum_1^z \sigma_{Hg}^{mg}(i)} - \text{для контакта с внутренним кольцом};$$

$$\sigma_{nE} = m_n \sqrt{\frac{1}{z} \sum_1^z \sigma_{Hn}^{mn}(i)} - \text{для контакта с наружным кольцом}.$$

Показатели степени  $m_g$  и  $m_n$  в формулах принимаются в зависимости от формы контакта ролика с кольцом.

Для точечного контакта принимают  $m_g = 10$  и  $m_n = 9$ , для линейного контакта  $m_g = 9$  и  $m_n = 8$ .

Эти зависимости соответствуют кинематике сателлитного подшипника – враща-

ется наружное кольцо и неподвижное внутреннее.

Двухрядный подшипник имеет четыре беговых дорожки. Принимая условия нагружения и долговечности обеих беговых дорожек каждого из колец одинаковыми, долговечность подшипника в целом можно определить по формуле:

$$L_h = \left( 2L_{hв}^{mв/mн} + 2L_{hн}^{-mв/mн} \right)^{-mн/mв}.$$

При этом долговечности беговых дорожек не вращающегося внутреннего и вращающегося наружного колец определяются по формулам

$$L_{hв} = \frac{10^6}{3n(1+\gamma)z} \left( \frac{\sigma_{бв}}{\sigma_{вЕ}} \right)^{mн} - \text{для внутреннего кольца;}$$

$$L_{hн} = \frac{10^6}{3n(1-\gamma)z} \left( \frac{\sigma_{бн}}{\sigma_{нЕ}} \right)^{mн} - \text{для наружного кольца.}$$

Здесь  $n$  - частота вращения наружного кольца,  $\sigma_{бв}$  и  $\sigma_{бн}$  - значения базовых контактных напряжений, соответствующие  $10^7$  циклов нагружения беговых дорожек.

Геометрический параметр  $\gamma$  определяется, как показано ранее. Значения базовых контактных напряжений определяются свойствами материалов колец в соответствии с рекомендациями работы [7].

Для исследования работоспособности подшипника сателлитной шестерни рассмотрим сферический двухрядный роликовый подшипник, наружное кольцо которого выполнено заодно с ободом сателлитной шестерни. На наружном кольце нарезаны зубья с модулем 4,25 мм.

Основными размерами подшипника будут: диаметр сферы наружного кольца  $D_n = 146,311$  мм; радиус желоба внутреннего кольца  $R_g = 73,176$  мм; число роликов в одном ряду  $z = 16$ ; номинальный диаметр роликов  $D_w = 21,59$  мм; радиус образующей бомбинированного ролика  $R_p = 72,767$  мм; полная длина ролика  $l_w = 19,21$  мм; радиальный зазор подшипника  $g = 0,12 \div 0,14$  мм.

Режим нагружения подшипника по ведомости согласования: частота вращения наружного кольца  $n = 800$  об/мин.; радиальная нагрузка  $F_r = 60$  кН.

В планетарных передачах радиальная нагрузка на опоры определяется по формуле

$$F_r = 2F_t,$$

где  $F_t$  - окружное усилие в зацеплении сателлитной шестерни.

В этой связи принимаем окружное усилие в зацеплении  $F_t = 30$  кН.

Угол зацепления передачи  $\alpha_w = 25^\circ$ . Тогда радиальное усилие в зацеплении, вызывающее деформацию сжатия наружного кольца, будет равно:

$$F_{rv} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = 30 \operatorname{tg} 25^\circ = 13,989 \text{ кН.}$$

Для расчетов принимаем частоту вращения водила  $n_h = 800$  об/мин. Радиус расположения осей сателлитных шестерен принимаем равным  $R_h = 178,5$  мм.

При приведенных исходных данных выполнены расчеты двухрядного сферического роликового подшипника.

На рис. 6 и 7 приведены результаты расчетов распределения нагрузок по телам качения в контактах роликов с внутренним и наружным кольцами.

Необходимо отметить, что во всех рассмотренных расчетных случаях наблюдался линейный контакт профилированных роликов с кольцами. Это объясняется весьма незначительной разностью радиусов кривизны желобов наружного и внутреннего колец и радиуса образующей бомбинированного ролика.

На рис. 6 приведено распределение нагрузки в контактах роликов без учета деформаций сжатия наружного кольца и частоты вращения водила.

На рис. 7 - с учетом деформаций сжатия наружного кольца и частоты вращения водила. Также видно влияние центробежных сил роликов на нагрузки и напряжения в контактах с кольцами. Но наиболее существенным следует отметить изменение характера распределения нагрузки. Большие по величине нагрузки и напряжения в контактах наблюдаются в зонах максимального сжатия наружного кольца усилиями в зацеплении сателлитной шестерни.

Деформации сжатия наружного кольца ограничиваются величиной радиального зазора и жесткостью контактов роликов.



Рис.6. Распределение нагрузки в контактах роликов с внутренним (а) и наружным (б) кольцами без учета деформаций сжатия внешнего кольца и частоты вращения водила

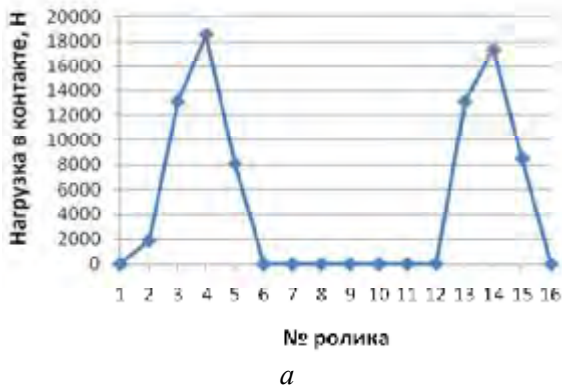


Рис.7. Распределение нагрузки в контактах роликов с внутренним (а) и наружным (б) кольцами с учетом деформаций сжатия внешнего кольца и частоты вращения водила

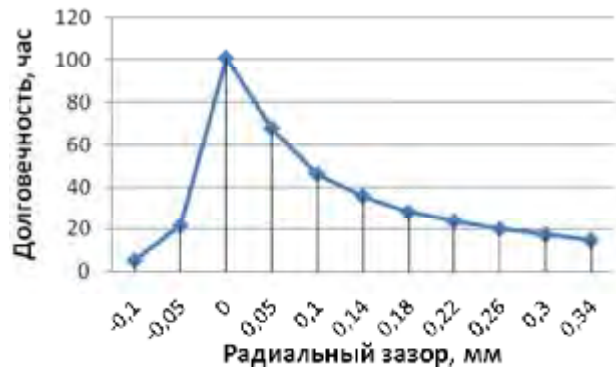


Рис.8. Зависимость долговечности от радиального зазора в подшипнике

На рис. 8 приведены зависимости долговечности подшипника от радиального зазора. Видна известная тенденция повышения долговечности с уменьшением радиального зазора. Максимальное значение долговечности будет при некоторой величине натяга по роликам (отрицательном значении зазора). При дальнейшем уменьшении зазора долговечность подшипника резко уменьшается.

В рассмотренном примере максимальное значение долговечности получено при рабочем радиальном зазоре около нуля. При уменьшении значения радиального зазора нагрузка распределяется на большее число тел качения.

На рис. 9 приведены зависимости распределения нагрузки при радиальном натяге по роликам 100 мкм.

Видно, что при натяге по роликам 0,10мм нагрузка распределяется практически по всем роликам. Однако общий характер неравномерности распределения нагрузки такой же, как и при радиальном зазоре. Максимальную нагрузку несут ролики, находящиеся в зоне сжатия внешнего кольца усилиями в зацеплении сателлитной шестерни.

Как показано ранее, центробежные силы роликов зависят как от угловой скорости вращения сателлитной шестерни относительно собственной оси, так и от угловой скорости переносного движения шестерни, т.е. от угловой скорости водила планетарного редуктора.

Расчеты показали незначительное влияние частоты вращения водила на долговечность в рассмотренном диапазоне частот.

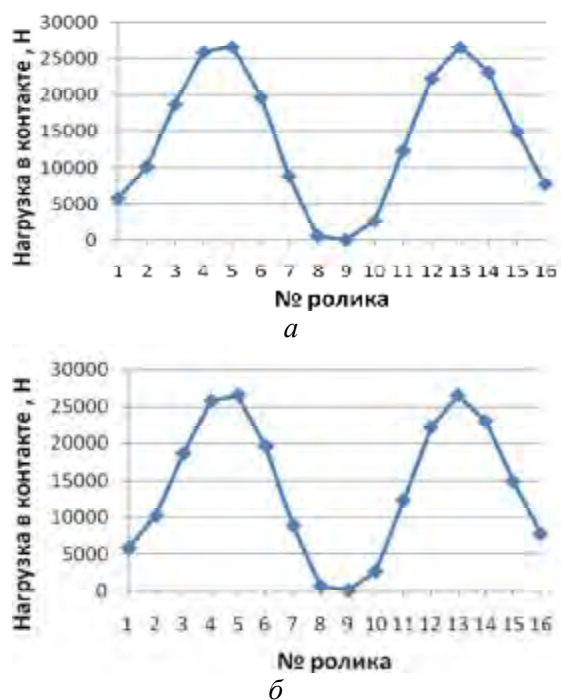


Рис.9. Распределение нагрузки в контактах роликов с внутренним (а) и наружным (б) кольцами при  $g=0,10\text{мм}$

Таким образом, разработаны методика, алгоритм и компьютерная программа расчета долговечности двухрядного сферического роликового подшипника в опоре сателлитной шестерни планетарного редуктора авиационного ТВД. Рассмотрен случай, когда наружное кольцо подшипника совмещено с зубчатым венцом сателлитной шестерни. В рассмотренном примере расчета показано, что деформации наружного кольца резко снижают долговечность подшипника.

### Библиографический список

1. Жильников, Е.П. Расчет роликовых подшипников качения в опорах сателлитных шестерен редуктора ТВД. Гидродинамическая теория смазки – 120 лет / Е.П. Жильников, В.Б. Балякин, В.В. Макаrchук // Тр. междунауч. симпозиума. В 2-х т. Т.1 – М.: Машиностроение, Орел: ОрелГТУ, 2006. – С. 362 – 372.
2. Галахов, М.А. Расчет подшипниковых узлов / М.А. Галахов, А.Н. Бурмистров. – М.: Машиностроение, 1988. – 222 с.
3. Расчет долговечности радиальных роликовых подшипников при перекосах колец: Отчет по НИР / Завод авиационных подшипников. – Рук. темы Жильников Е.П.. – Самара, 2008. – 42 с.

4. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.; Отв. ред. Писаренко Г.С. – 2-е изд. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.

5. Расчет межвального роликового подшипника: Отчет по НИР/ Завод авиационных подшипников. – Рук. темы Жильников Е.П.. – Самара, 2006. – 37 с.

6. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

7. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макаrchук. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.

### References

1. Zhilnikov E.P., Baljakin V. B, Makarchuk V.V. Calculation of roller bearings in support of satellite gear wheels of a reducer of the turbine of a high pressure. The hydrodynamic theory of greasing – 120 years. Works of the International scientific symposium. In 2 volumes. V.1 – М.: Mashinostroenie – 1, Orel: OrelSTU, 2006. – p. 362 – 372
2. Galakhov M. A, Burmistrov A.N. Calculation of bearing unit.– М.: Mashinostroenie, 1988.–222 p., il.
3. Calculation of durability of radial roller bearings with skew of rings: the Report on research work/Factory of aviation bearings. – project head Zhilnikov E.P. – Samara, 2008. – 42 p., il.
4. The directory on resistance of materials / Pisarenko G. S, Jakovlev A.P., Matveev V.V.; the Editor-in-chief Pisarenko G. S – 2 edition – Kiev: Sciences. Doomka, 1988. – 736 p.
5. Calculation of the mezhvalny roller bearing: the Report on Research Work / Factory of aviation bearings. – project head Zhilnikov E.P. – Samara, 2006. – 37 p.
6. Calculation on durability of details of machine: the Directory / I.A.Birger, B.F.Shorr, G.B.Iosilevich. – 3 edition. – М.: Mashinostroenie, 1979. – 702 p., il.
7. Baljakin V. B., Zhilnikov E.P., Samsonov V. N., Makarchuk V.V. Theory and engineering bearing of rotors of aviation Gas Turbine Engines. – Samara: Publishing house of the Samara State Space University, 2007. – 254 p., il.

## CALCULATION OF THE DOUBLE-ROW SPHERICAL ROLLER BEARING OF THE SATELLITE GEAR WHEEL OF THE PLANETARY REDUCER

© 2009 E. P. Zhilnikov<sup>1</sup>, V. V. Murashkin<sup>2</sup>, I. M. Shifrin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University

<sup>2</sup>Aviation Bearing Plant, Samara

In the report the technique and results of calculations of durability the spherical roller bearing of a satellite gear wheel of a planetary reducer contain. At calculation efforts in gearing of a gear wheel of planetary transfer, and also centrifugal forces of portable and relative movement, both rollers, and gear wheels are considered. Are considered both deformations in contacts of rollers, and deformations of a deflection of the outer ring combined with a gear wreath. Durability calculations are made on base contact pressure. Recommendations about increase of working capacity of the bearing are resulted.

*Rotor supports, rolling bearings, workability*

### Информация об авторах

**Жильников Евгений Петрович**, кандидат технических наук, профессор Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-12. Область научных интересов: авиационные подшипники.

**Мурашкин Валерий Васильевич**, инженер, директор СКБ Завода авиационных подшипников. Тел. (846) 312-29-61. Область научных интересов: авиационные подшипники.

**Шифрин Илья Маркович**, инженер СКБ Завод авиационных подшипников. Тел. (846) 312-29-61. Область научных интересов: авиационные подшипники.

**Zhilnikov Evgeniy Petrovich**, Candidate of Technical Science, professor at the Design Basics machines Department of Samara State Aerospace University. Phone. (846) 267-46-12. Area of research: Aviation Bearing.

**Murashkin Valeriy Vasilievich**, director of the Special Design Bureau of Aviation Bearing Plant. Phone. (846) 312-29-61. Area of research: Aviation Bearing.

**Shifrin Iliya Marcovich**, an engineer-programmer of the Special Design Bureau of Aviation Bearing Plant. Phone. (846) 312-29-61. Area of research: Aviation Bearing.

УДК 621.452.3-226:620.16:519.222

## ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАССЕЯНИЯ И СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ГРАНИЦ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДИСКОВ КНД АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2009 В. В. Кутырёв, С. В. Теплова

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова, г. Москва

На основе статистической обработки результатов испытаний и эксплуатации дисков из титановых сплавов получены зависимости коэффициентов вариации усталостной долговечности от её базы. Определены нижние границы распределения долговечности дисков 1-й ступени компрессора низкого давления (КНД) двигателей Д-30 и Д-30КУ в зоне галтелей пазов типа «ласточкин хвост». Работа выполнена по инициативе авторов и отражает их точку зрения по излагаемому вопросу.

*Малоцикловая усталость, долговечность, авиационный двигатель, компрессор, диск*

Малоцикловая усталость, рассеяние усталостной долговечности, коэффициенты вариации, толерантные коэффициенты, уровень доверительной вероятности.

В эксплуатации при наработках, составивших 6020 и 8842 циклов, произошло локализованное разрушение дисков 1-й ступени КНД двигателей Д-30КУ и Д-30, соответственно. Диски изготовлены из титанового сплава ВТ3-1.

Аналогичные случаи разрушения дисков КНД на стендах и в эксплуатации после наработки 500...5000 циклов с началом развития трещин от конструктивных концентраторов напряжений уже были отмечены в работах [1, 2].

При исследовании разрушившихся дисков двигателей Д-30КУ в пазах типа «ласточкин хвост» обнаружены очаги трещин, расположенные на поверхности и под поверхностью сопряжения основания и боковой грани паза (далее галтели) со стороны выхода потока воздуха. При проведении на разгонном стенде эквивалентно-циклических испытаний двух дисков этой же ступени в пазах типа «ласточкин хвост» были выявлены усталостные трещины. В первом случае трещины протяжённостью вдоль пазов 110 и 9 мм были обнаружены после наработки 9658 циклов, включая наработку в составе двигателя 3784 и на стенде 5874 циклов (далее 3784+5874). Во втором случае трещины протяжённостью вдоль пазов 40 мм и в радиальном направлении 20 мм были выявлены после наработки 10898 циклов (3263+7635). Очаги трещин были расположены на по-

верхности галтели на расстоянии около 5 мм от торцевой поверхности диска.

При исследовании дисков двигателей Д-30 в пазах типа «ласточкин хвост» обнаружены очаги трещин, расположенные вблизи срединной поверхности паза.

Для определения нижних границ распределения долговечности дисков необходимы статистические оценки (средние значения и коэффициенты вариации долговечности). В работе [3] исследованы закономерности изменения усреднённых коэффициентов вариации усталостной долговечности стандартных образцов и дисков из титановых сплавов до образования трещин  $\bar{v}_{lgN_s}$  и разрушения  $\bar{v}_{lgN_r}$ . Сравнительный анализ данных, приведённых в этой работе, показал следующее:

- нижние границы распределения долговечностей до образования трещин практически совпадают с нижними границами распределения долговечностей до разрушения дисков;
- средняя величина минимальных долговечностей (до образования трещин в дисках), взятых из каждой выборки, совпадает с нижними границами долговечности;
- минимальные значения долговечности дисков до разрушения находятся правее нижних границ распределения долговечностей.
- в эксплуатации при наработке дисков, не превышающей границ распределения долговечности, не наблюдалось разрушения дисков по причине малоцикловой усталости;



- ресурсы дисков в эксплуатации в одних случаях практически совпадают с границами распределения долговечностей, а в некоторых случаях находятся существенно правее границ;

- границы распределения долговечностей, определенные по усредненным коэффициентам их вариации, являются практически всегда заниженной оценкой циклического ресурса дисков.

Анализ распределения коэффициентов вариации малоциклового усталостной долговечности образцов и дисков показал, что они находятся в широком диапазоне 2...7 % и зависят от температуры, технологии изготовления, базы долговечности [3]. Проблематичным является существенное отличие нижних границ распределения долговечности дисков КНД, определенных с использованием усредненного коэффициента вариации, от долговечности, соответствующей достигнутому в эксплуатации безопасному ресурсу этих дисков: Д-30 – 5000, Д-30КУ – 4300 циклов. Поэтому уточнение закономерностей рассеяния долговечности и определение нижних границ распределения долговечности на основе данных эксплуатации и испытаний дисков является актуальным.

Целью работы является уточнение коэффициентов вариации долговечности дисков типовых конструкций; определение нижних границ распределения долговечности дисков 1-й ступени КНД двигателей Д-30 и Д-30КУ на основе данных их испытаний, эксплуатации и коэффициентов вариации; а также сравнение значений нижних границ с величиной ресурса дисков и минимальными долговечностями до образования трещин и разрушения.

В соответствии с поставленной целью были решены следующие задачи:

- исследованы закономерности рассеяния усталостной долговечности дисков из титановых сплавов;

- статистически оценены средние значения и нижние границы долговечности дисков 1-й ступени КНД двигателей Д-30 и Д-30КУ.

В качестве параметра долговечности, характеризующего повреждение дисков, принят логарифм числа циклов до образования в них трещин допустимых размеров  $\lg N_{\text{э}}$ , а в качестве разрушающего парамет-

ра – логарифм числа циклов до их разрушения  $\lg N_{\text{р}}$ . Рассеяние долговечности оценивается коэффициентами вариации параметров  $v_{\lg N} = S_{\lg N} / \bar{\lg N}$ ; чертой сверху обозначены средние величины. Волной сверху будут обозначены нижние границы долговечности, определённые с использованием средних величин. Нижние границы долговечности, определённые с использованием единственного значения, будут обозначены без волны. Параметры долговечности, толерантные коэффициенты, среднеквадратические отклонения и коэффициенты вариации без индексов относятся как к долговечности до образования трещин, так и к долговечности до разрушения.

Исходными данными для оценки нижних границ распределения долговечности дисков являются: значения долговечностей дисков до образования трещин и разрушения; толерантные множители  $z_{\lg N_{\text{с}}} = 2$  или  $z_{\lg N_{\text{р}}} = 3$ , являющиеся функцией вероятной вероятности, вероятности образования трещин или разрушения диска и числа испытанных экземпляров до образования трещин или разрушения дисков-прототипов, индексы  $S$  и  $R$  относятся к величинам прогнозируемых параметров. Прогнозируемыми величинами являются статистически оценённые соотношения долговечностей и коэффициентов вариации долговечностей дисков до образования трещин и разрушения –  $\beta_{\lg N_{\text{р}}} = 0,99$ , где  $\beta_{\lg N_{\text{р}}} = \bar{\beta}_{\lg N_{\text{р}}}$ , при этом  $\beta_{\lg N_{\text{р}}} = \lg N_{\text{э}} / \lg N_{\text{р}}$ . Анализ данных [3] показал, что у дисков из титановых сплавов, коэффициенты вариации долговечности дисков до образования трещин несколько больше, чем до разрушения  $\beta_{v_{\text{р}}} = 1,11$ , где

$$\beta_{v_{\text{р}}} = v_{\lg N_{\text{с}}} / v_{\lg N_{\text{р}}}, \quad \text{при этом} \quad v_{\lg N_{\text{с}}} = \bar{v}_{\lg N_{\text{э}}}, \\ v_{\lg N_{\text{р}}} = \bar{v}_{\lg N_{\text{р}}}.$$

Числа циклов до образования трещин в пазах типа «ласточкин хвост» двигателей Д-30 составили: 6995, 7129, 7157, 7920, 8632, 12912. Значения долговечностей до образования трещин дисков двигателя Д-30КУ приняты с учётом следующих допущений: в случае разрушения диска его долговечность до образования трещин принимается такой

же величины как и долговечность до разрушения, т.е.  $N_{\text{э}} = N_{\text{р}}$ , а также допущения  $\lg N_{\text{э}} = \beta_{\lg N_{\text{р}}} \lg N_{\text{р}}$ . Тогда  $N_{\text{э}1} = 10898$ ,  $N_{\text{э}2} = 9658$ ,  $N_{\text{э}3} = 6020$ ,  $N_{\text{э}4} = 9930$ ,  $N_{\text{э}5} = 8054$ ,  $\lg N_{\text{э}6} = 5508$ .

Статистические оценки долговечности дисков до образования трещин определены на основе данных эксплуатации и испытаний с учётом принятых допущений (табл. 1).

Таблица 1 - Статистические оценки долговечности дисков

Изделие	Диск	Сплав	Элемент	$T^{\circ}\text{C}$	Объём данных*	$\lg N_{\text{э}}$	$v_{\lg N_{\text{э}}}$	$v_{\lg N_{\text{э}}}^{100}$
«99»	4 КВД	BT18У	галтель	400	5 / 0	2,82	6,03	3,77
	5 КВД		ступица	300	14 / 0	2,94	5,10	3,64
			пазы	160	21 / 0	3,06	3,27	2,92
			пазы	160	7 / 0	2,97	4,04	3,61
			отверстия	160	10 / 2	2,71	4,06	3,63
«55Б»	2 КНД		пазы	200	6 / 0	3,04	3,95	3,29
			отверстия	200	9 / 0	3,34	3,29	2,74
«99»	1 КНД	BT9	пазы	200	7 / 2	3,07	3,90	3,25
Д-30	2 КНД	BT3-1	отверстия	100	13 / 2	3,72	2,69	2,69
	1 КНД		пазы	80	6 / 1	3,92	2,59	2,70
Д-30КУ	1 КНД			80	3 / 2	3,91	3,13	3,26
Модели		BT9	отверстия	100	11 / 6	4,03	2,76	2,76
		BT25У	пазы	100	4 / 2	4,20	2,90	2,90
НК8-2У	4 КНД	BT8	отверстия	200	5 / 1	4,46	3,10	2,58

\* В числителе приведено количество дисков до образования трещин, в знаменателе количество разрушившихся дисков

Анализ распределения коэффициентов вариации усталостной долговечности дисков из титановых сплавов показал, что при температуре 80...400°C коэффициенты вариации находятся в диапазоне 2,59...6,03 %.

Результаты обработки данных испытаний и эксплуатации дисков приведены к температуре 100°C по формуле

$$v_{\lg N_{\text{э}}}^{100} = v_{\lg N_{\text{э}}} / \kappa_v^T,$$

где  $\kappa_v^T$  – коэффициент, позволяющий учесть изменение среднего квадратического отклонения и коэффициента вариации долговечности дисков в зависимости от температуры. Линия регрессии коэффициента  $\kappa_v^T$  определяется как

$$\kappa_v^T = 0,002 T + 0,8.$$

Закономерности рассеяния долговечности дисков из титановых сплавов представлены на рис. 1 и 2. По оси абсцисс – средние значения логарифма долговечности, а по оси ординат – статистическая оценка (далее оценка) среднего квадратического

отклонения  $S_{\lg N_{\text{э}}}^{100}$  (рис. 1) и коэффициента вариации  $v_{\lg N_{\text{э}}}^{100}$  (рис. 2).

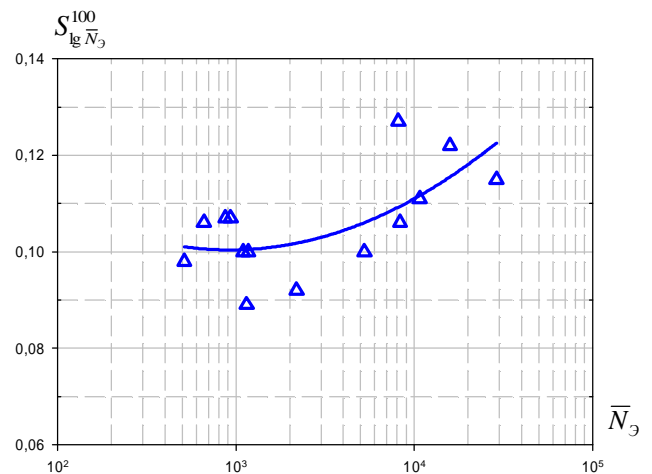


Рис. 1. Зависимости среднего квадратического отклонения логарифма долговечности от её среднего значения

Экспериментальные данные, приведённые на рис. 1 и 2, позволили сформулировать феноменологическую модель рассеяния усталостной долговечности дисков до образования трещин:

$$S_{\lg N_{\mathcal{D}}}^{100}(N) = 0,19 - 0,06 \lg N + 0,01 (\lg N)^2,$$

$$v_{\lg N_{\mathcal{D}}}^{100}(N) = 11 - 4 \lg N + 0,5 (\lg N)^2. \quad (1)$$

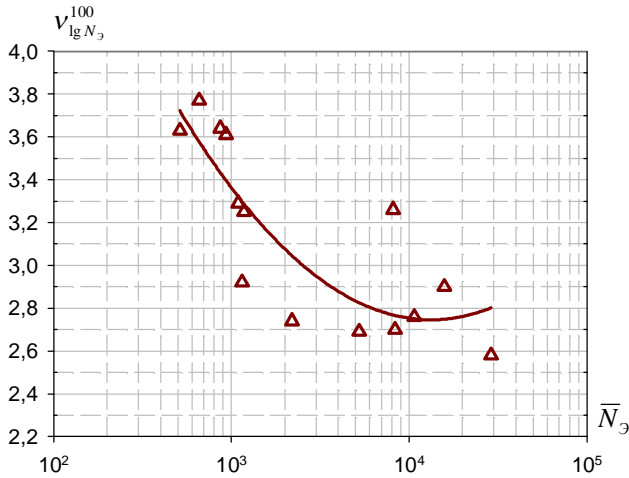


Рис. 2. Зависимости коэффициента вариации логарифма долговечности от её среднего значения

При этом коэффициенты кривой регрессии составили  $r_s = 0,44$  и  $r_v = 0,69$ , соответственно.

Таким образом, коэффициенты вариации долговечности дисков при температуре  $100^\circ\text{C}$  и  $N = 10^2 \dots 10^4$  циклов могут быть представлены в виде параболической зависимости, а минимальное значение коэффициента вариации логарифма долговечности находится вблизи  $\lg N_{\mathcal{D}} = 10^4$ , что согласуется с закономерностями, полученными ранее на основе отечественных и зарубежных данных [5]. Рассчитанные по (1) значения коэффициентов вариации долговечности рассматриваемых дисков до образования трещин близки к значениям оценочных коэффициентов вариации.

Коэффициенты вариации логарифмов долговечности при рабочих температурах и базах, соответствующих её среднему значению, могут быть определены следующим образом

$$v_{\lg N_s} = v_{\lg N_s}^{100} K_v^T \quad (2)$$

Если известны результаты испытаний или эксплуатации нескольких дисков, нижние границы распределения их долговечности до образования трещин и до разрушения  $\lg \tilde{N}_{\mathcal{D}}^H$  и  $\lg \tilde{N}_P^H$ , соответственно определяются как:

$$\lg \tilde{N}_{\mathcal{D}(P)}^H = \lg N_{\mathcal{D}(P)} \xi_{v_{s(R)}}^*$$

где  $\xi_{v_{s(R)}}^* = 1 - z_{\lg N} v_{\lg N_{s(R)}}$  – коэффициент, позволяющий учитывать рассеяние долговечности при испытании нескольких дисков;

$z_{\lg N_s} = 2$  и  $z_{\lg N_R} = 3$  – толерантные множители, соответствующие доверительным вероятностям  $\gamma_s = 0,75 \dots 0,90$  и  $\gamma_R = 0,90 \dots 0,95$ , вероятности образования трещины  $P_s = 0,05$  и вероятности разрушения  $P_R = 0,005$ , числу испытанных экземпляров  $z_N = 10 \dots 50$ , соответственно.

Если предположить, что  $\lg N_{\mathcal{D}}^{\max}$  и  $\lg N_P^{\max}$  попадают в диапазоны

$$\lg N_{\mathcal{D}} \leq \lg N_{\mathcal{D}} (1 + 2v_{\lg N_s}) \text{ и}$$

$$\lg N_P \leq \lg N_P (1 + v_{\lg N_R}),$$

соответственно, то нижние границы определяются с использованием максимального значения по формулам

$$\lg N_{\mathcal{D}}^H = \lg N_{\mathcal{D}}^{\max} \xi_{v_s}^*,$$

$$\lg N_P^H = \lg N_P^{\max} \xi_{v_R}^*,$$

где  $\xi_{v_s}^* = \frac{1 - 2v_{\lg N_s}}{1 + 2v_{\lg N_s}}$ ,  $\xi_{v_R}^* = \frac{1 - 3v_{\lg N_R}}{1 + v_{\lg N_R}}$  – коэф-

фициенты, позволяющие учитывать рассеяние долговечности, когда используется её максимальное значение до образования трещин и разрушения, соответственно.

При наличии испытаний одного диска можно предположить, что единственное значение оказалось максимальным и тогда нижние границы распределения долговечностей  $N_{\mathcal{D}(P)}^H$  можно будет определить по единственному значению  $N_{\mathcal{D}(P)}$ :

$$\lg N_{\mathcal{D}}^H = \lg N_{\mathcal{D}} \xi_{v_s}^*,$$

$$\lg N_P^H = \lg N_P \xi_{v_R}^*.$$

В табл. 2 приведены: нижние границы распределения долговечности дисков, которые определены с использованием средних и максимальных значений долговечности и коэффициентов вариации, найденным по формулам (1) и (2); а также соотношение нижних границ с величиной ресурса и минимальным значением долговечности до образования трещин и разрушения дисков.

Таблица 2 - Нижние границы распределения долговечности дисков и их соотношение с ресурсом и минимальным числом циклов до образования трещин и разрушения

диск	$\{\lg N_{\text{э}}^n, \lg N_{\text{э}}^n, \lg N_P^n, \lg N_P^n\}$	$\lg P_{\text{экс}} / \lg N^n$	$\lg N_{\text{э}}^{\text{min}} / \lg N^n$	$\lg N_P^{\text{min}} / \lg N^n$
Д-30	3,68...3,76	0,98...1,01	1,02...1,04	1,05...1,07
Д-30КУ	3,62...3,69	0,98...1,01	1,01...1,03	1,02...1,04

Сравнительный анализ данных, приведённых в табл. 2, показал:

- ресурс диска практически совпадает с нижними границами распределения долговечностей  $P_{\text{экс}} \approx N^n$ ;

- значение долговечностей до образования трещин и разрушения дисков находится правее нижних границ распределения долговечностей.

#### Выводы

1. Коэффициенты вариации долговечности дисков КНД, изготовленных из титановых сплавов, могут быть представлены на базе  $10^3 \dots 10^4$  циклов в виде параболической зависимости.

2. Нижние границы распределения долговечности дисков соответствуют величине ресурса, при котором трещин в дисках не обнаружено. Долговечность дисков до образования трещин и разрушения превышает эти нижние границы.

#### Библиографический список

1. Шанявский, А.А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. Синергетика в инженерных приложениях / А.А. Шанявский. – Уфа: Монография, 2003. – 803 с.

2. Кутырев, В.В. Исследование напряжённого состояния и критерии прочности дисков компрессоров из титановых сплавов / В. В. Кутырёв // Конверсия в машиностроении. 2006, №6, С. 9–13.

3. Кутырев, В.В. Закономерности рассеяния малоциклового долговечности никелевых и титановых сплавов / В.В. Кутырёв, С.В. Теплова // Конверсия в машиностроении.– 2008, №1, С. 42–45.

4. Кутырев, В.В. Закономерности малоциклового долговечности, критерии прочности и прогнозирование ресурса дисков авиационных двигателей / В.В. Кутырёв // Конверсия в машиностроении. 2008, №2, С. 29–34.

5. Райхер, В.Л. Рассеяние усталостной долговечности: Текст лекций / В.Л. Райхер. – М.: ЛАТМЭС, 2003. – 224 с.

#### References

1. A.A Shanyavsky. Safe fatigue failure of aviation structure elements. Sinergetics in engineering applications. Ufa, monograph, 2003. – 803pp.

2. V.V. Kutyrev. Study of stressed state and criteria of strength of compressor disks of titanium alloys//Conversion in engineering industry. 2006, №6, – pp.9-13.

3. V.V. Kutyrev, S.V. Teplova. Laws of low-cycle fatigue dispersion of nickel and titanium alloys// Conversion in engineering industry. 2008, №1, – pp.42-45.

4. V.V. Kutyrev. Laws of low-cycle fatigue, criteria of strength and prediction of aviation engine disk life// Conversion in engineering industry. 2008, №2, – pp.29-34.

5. V.L. Raikher. Fatigue life dispersion. Lectures. M.LATMES, 2003. – 224p.

## LAWS OF LIFE DISPERSION AND STATISTICAL ESTIMATION OF LIFE DISTRIBUTION BOUNDARIES AS APPLIED TO AVIATION ENGINE LPC DISKS

© 2009 V. V. Kutyrev, S. V. Teplova

Central Institute of aviation Motors, Moscow

The fatigue life variation coefficients versus its base were obtained on the basis of statistic processing of titanium disks test and operation results. The lower boundaries of the D-30 and D-30KU engines' LPC stage 1 disk life distribution in the area of fillets of dovetailed grooves were determined.

*Low-cycle fatigue, fatigue life dispersion, variation coefficients, level of confidence*

### Информация об авторах

**Кутырев Василий Владимирович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник ФГУП «Центральный институт Авиационного моторостроения им. П.И.Баранова». Тел. 8 (495) 362-49-71. E – mail: [kem@ciam.ru](mailto:kem@ciam.ru) (для Кутырева В.В.). Область научных интересов: прогнозирование ресурса.

**Теплова Светлана Владимировна**, ведущий инженер ФГУП «Центральный институт Авиационного моторостроения им. П.И.Баранова». Тел. 8 (495) 552-46-11. E – mail: [teplova@lytkarino.net](mailto:teplova@lytkarino.net). Область научных интересов: прогнозирование ресурса.

**Kutyrev Vasiliy Vladimirovich**, Dr. of Sc., chief research scientist of Central Institute of Aviation Motors after P.I. Baranov. Phone 8 (495) 362-49-71. E – mail: [kem@ciam.ru](mailto:kem@ciam.ru) (for V.V. Kutyrev). Area of research: life prediction.

**Teplova Svetlana Vladimirovna**, leading engineer of Central Institute of Aviation Motors after P.I. Baranov. [teplova@lytkarino.net](mailto:teplova@lytkarino.net). Tel. 8 (495) 552-46-11.

УДК 621.373.876

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭФФЕКТА ОБРАТНОЙ СВЯЗИ В ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ЛАЗЕРАХ ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМ ДИАГНОСТИКИ СОСТОЯНИЯ МНОГОСЛОЙНЫХ СОТОВЫХ ОБОЛОЧЕК

© 2009 Н. А. Сазонникова<sup>1</sup>, Д. Н. Гребнев<sup>2</sup>, О. В. Шулепова<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Самарский государственный аэрокосмический университет

<sup>2</sup> Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс»

Для обеспечения стабильности оптической оси дефектоскопической системы и исключения различий температурных характеристик источника и приемника излучения целесообразно совмещение функций источника и приемника излучения в одном элементе. Реализовать эту возможность позволяет эффект обратной связи, характерный для полупроводниковых лазеров. Работу полупроводникового лазера с внешней оптической обратной связью можно описать в рамках модели составного резонатора.

*Полупроводниковый лазер, обратная связь, составной резонатор*

Ограниченные возможности традиционных механических и оптических методов оценки поверхностных и внутренних повреждений крупногабаритных клееных оболочек обтекателя ракеты-носителя (невозможность проведения исследования в условиях эксплуатации без остановки оборудования и разборки изделий, низкая чувствительность измерений, сложность определения вида повреждения и др.), случайный характер расположения повреждений и их параметров (глубины, угла раскрытия и расположения плоскости симметрии трещины, одновременное наличие различных видов повреждений и др.) требуют создания новых лазерно-вибрационных способов и испытательного оборудования для обнаружения дефектов поверхности.

При выявлении дефектов внутренней структуры изделий используются различные методы – исследование тепловых потоков, возникающих при нагреве лазерным излучением, исследование акустической эмиссии дефектов на «просвет» и так далее. Но при выявлении дефектов больших конструкций все эти методы трудно реализуются. Некоторые приборы позволяют выявлять лишь отдельные виды дефектов. Приборы, принцип действия которых основан на измерении акустической эмиссии, имеют низкий уровень отношения сигнал/шум, а оптические интерференционные системы характеризуются дрейфом рабочих точек. Поэтому используют методы виброакустической диагностики, которая позволяет не только

обнаружить дефекты, но и распознавать их. В основе лазерной виброакустической диагностики лежит явление модуляции упругими волнами оптического сигнала.

Для исключения дрейфа рабочих характеристик измерительной системы и повышения её чувствительности целесообразно совмещение функций источника излучения и приемника в одном элементе. Реализовать эту возможность позволяет эффект обратной связи, характерный для полупроводниковых лазеров [1-3].

Работу полупроводникового лазера с внешней оптической обратной связью можно описать в рамках модели составного резонатора. В этой модели считается, что грань лазера, из которой выходит излучение, и внешний отражатель (внешнее зеркало), который возвращает свет в активную область, образуют (внешний) резонатор Фабри—Перо, который оптически связан с лазерным резонатором через его выходное зеркало и образует вместе с ним составной резонатор. Коэффициент отражения собственных зеркал полупроводникового лазера мал (порядка 0,3). Длина его резонатора гораздо меньше, чем в лазерах других типов (порядка нескольких сотен микрометров), и потому даже при слабом отражении от внешнего зеркала роль внешней оптической обратной связи становится заметной.

Заметим, что в данном случае на величину оптоэлектронного сигнала существенное влияние оказывают степень когерентности собственного излучения лазерного диода

и отраженного поверхностью излучения, поляризация и деполяризация отраженного от контролируемой поверхности излучения в зависимости от структуры поверхности, величины и формы микронеровностей, величины напряжений в поверхностном слое. Измерение оптоэлектронного сигнала также позволяет определять характеристики среды в составном резонаторе. Если влияние среды необходимо минимизировать, целесообразно применение схемы датчиков, использующих одномодовый волоконный световод для зондирования поверхности. В этом случае выходной торец волокна располагается вблизи контролируемой поверхности.

При выявлении внутренних дефектов (непроклей, нарушение сплошности, закиривание) используются вибраторы колебаний, один находится с наружной стороны исследуемой поверхности в зоне расположения отражающего зеркала. Второй установлен с внутренней стороны оболочки. Он создает колебания всех участков оболочки головного обтекателя ракеты-носителя. Для материала оболочки (трехслойный композитный материал толщиной 25 мм с несущими слоями из углепластика на связующей эпоксидной основе с наполнителем в виде алюминиевых сотопанелей с величиной грани 2, 5 мм) имеется незначительное отличие экспериментальных значений смещения светового пятна от расчетных с погрешностью менее 5% при наличии дефекта.

При проведении дефектоскопии внутренней структуры многослойной сотовой оболочки величина оптоэлектронного сигнала будет зависеть от следующих параметров: отражательной способности контролируемой поверхности, расстояния от внешнего зеркала лазерного диода до контролируемой поверхности, оптических свойств среды в составном резонаторе (поглощение, рассеяние и др. процессы). Закономерности изменения отражательной способности поверхности в зависимости от ее состояния, структуры, наличия различного рода повреждений (трещин, царапин, забоин) были исследованы ранее [1].

Наличие взаимосвязи оптических и электрических характеристик позволяет осуществлять диагностику ватт-амперной характеристики и режимов генерации по

чисто электрическим измерениям. Так, например, форма ватт-амперной характеристики может быть восстановлена по одним только электрическим измерениям [2,4].

По сравнению с другими типами лазерных диодов лазеры с квантоворазмерными структурами имеют в 3 раза меньшее значение порогового тока и более высокое значение характеристической температуры (200К) и, следовательно, более слабую зависимость порогового тока и выходной мощности от температуры активной области и окружающей среды. Они также характеризуются отсутствием изгибов на ватт-амперной характеристике и более высокой дифференциальной эффективностью. В отличие от других лазеры с квантоворазмерными структурами сохраняют одномодовый режим и длину волны генерации при накачке импульсным током высокой частоты [3]. Однако они наименее чувствительны к обратной связи.

Исследование отклика на внешнюю оптическую обратную связь в полупроводниковых лазерах представляет большой интерес как с точки зрения понимания физики процессов, происходящих в полупроводниковой активной среде, так и с точки зрения применения в различных прикладных задачах. Введение внешней оптической обратной связи посредством введения оптически связанного с лазером внешнего зеркала (либо другой отражающей поверхности) кардинально меняет многие характеристики лазерного диода — пороговые, спектральные, электрические, шумовые. Введение внешнего зеркала меняет порог генерации в образованном составном резонаторе и, следовательно, приводит к изменению выходной мощности излучения при заданной накачке (оптический отклик). Изменение порога генерации влияет на напряжение на p-n-переходе (электрический отклик - оптоэлектронный сигнал). Оптоэлектронный сигнал связан с явлением насыщения напряжения на p-n-переходе после перехода через порог генерации. При этом дифференциальное сопротивление диода претерпевает на пороге скачок, а остаточное сопротивление определяется последовательным омическим сопротивлением толщи диода. При изменении порога из-за введения обратной связи

насыщение происходит при других значениях тока и напряжения на р-п-переходе. Эта разность между напряжениями насыщения при наличии и отсутствии обратной связи и является оптоэлектронным сигналом.

Оптический отклик на внешнюю обратную связь и ватт-амперные характеристики лазеров с внешним резонатором изучались, например, в [2-4]. Введение обратной связи приводит к образованию области неустойчивости, где происходит переключение мод, а выходная мощность периодически меняется с током накачки (эта зависимость накладывается на линейную зависимость мощности от тока и связана с интерференцией внутреннего поля с полем, возвращенным извне). Величина обратной связи модулировалась механическим прерывателем, который помещался на оптическом пути между лазером и внешним зеркалом. Было обнаружено, что оптоэлектронный отклик возникает на пороге генерации внешнего резонатора, растет почти линейно и достигает некоторого своего максимального значения на пороге собственной генерации или чуть выше. При дальнейшем увеличении тока накачки наблюдался некоторый разброс в поведении различных образцов. Электрический отклик либо стабилизировался, либо увеличивался, либо уменьшался плавно или немонотонно. Обнаружена корреляция между оптоэлектронным сигналом и изменением мощности генерации вследствие наличия обратной связи, а также связь электрического отклика и ватт-амперной характеристики с дифференциальным сопротивлением диода. Нелинейным ватт-амперным характеристикам соответствовали положительные скачки дифференциального сопротивления диода и немонотонное поведение оптоэлектронного сигнала. О возможности применения оптоэлектронного сигнала для считывания информации было указано в [5], где продемонстрировано оптоэлектронное считывание информации с помощью инжекционного лазера с носителя информации, которым служила фотопленка с нанесенными на ней поглощающими и отражающими (коэффициент отражения ~3%) полосами шириной 45 и 75 мкм соответственно.

Чувствительность напряжения на р-п-переходе к фазе внешней обратной связи в

составном резонаторе можно использовать в различных датчиках. Основное преимущество таких датчиков — сам источник излучения является и приемником, т.е. нет необходимости в дополнительных фотоприемниках. Эти обстоятельства особенно важны, если учесть, что всякие, даже малые паразитные отражения могут серьезно влиять на режимы работы датчика.

Теоретический анализ внешней оптической обратной связи в полупроводниковых лазерах приведен в работе [3] с учетом временного запаздывания между изменениями электрического поля и концентрации носителей.

Работу полупроводникового лазера с внешней оптической обратной связью можно описать в рамках модели составного резонатора, который изображен на рис. 1. В этой модели считается, что грань лазера, из которой выходит излучение, и внешний отражатель, который возвращает свет в активную область (в дальнейшем будем называть его внешним" зеркалом), образуют (внешний) резонатор Фабри—Перо, который оптически связан с лазерным резонатором через его выходное зеркало и образует вместе с ним составной резонатор.

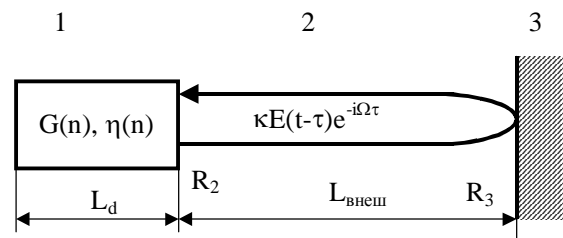


Рис.1. Составной резонатор. 1 – резонатор полупроводникового лазера, 2 – внешний резонатор, 3 – внешнее зеркало

Пусть электрическое поле внутри лазерного резонатора имеет вид  $E(t)exp\{i\Omega t\}$ , а концентрация носителей, создаваемая в активной области, равна  $n$ .

Будем считать, что коэффициент отражения внешнего зеркала достаточно мал и многократными отражениями во внешнем резонаторе можно пренебречь, тогда поведение лазера с таким составным резонатором можно описать следующими уравнениями:



$$\frac{d}{dt} E(t) = \left\{ i[\omega(n) - \Omega] + \frac{1}{2}[G(n) - \Gamma] \right\} E(t) +$$

$$+ \kappa E(t - \tau) e^{-i\Omega\tau} \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} n = -\gamma n - G(n) |E(t)|^2 + P \quad (2)$$

Здесь  $\Omega$ —частота генерации, ( $\omega$ —одна из резонансных частот собственного резонатора лазерного диода,  $G$ —коэффициент усиления моды. Величина  $G$ , естественно, является функцией концентрации носителей  $n$ . Частота  $\omega$  также есть функция величины  $n$ , поскольку показатель преломления активной области зависит от концентрации носителей. Коэффициент  $\gamma$ —это обратное время жизни носителей, обусловленное спонтанной рекомбинацией ( $\approx 10^9 \text{ с}^{-1}$ ),  $\Gamma$ —потери в резонаторе ( $\approx 10^{11} \text{ с}^{-1}$ ), а  $P$ —число носителей, инжектируемых в единицу объема за единицу времени,—величина, пропорциональная току инжекции. Заметим, что выражение в фигурных скобках имеет тот же вид, что и для обычного лазера без внешнего резонатора.

Вклад от возврата части излучения описывает второй член в правой части уравнения (1). В нем  $\tau$ —время обхода внешнего резонатора,  $\kappa$ —параметр, характеризующий степень связи между внешним и лазерным резонаторами и определяющийся выражением

$$\kappa = (1 - R_2)(R_3 / R_2)^{1/2} c / (2\eta L_d), \quad (3)$$

где  $R_2$  и  $R_3$ —соответственно коэффициенты отражения от внешнего зеркала и обращенной к нему грани лазера, а  $L_d$  и  $\eta$ —соответственно длина и показатель преломления резонатора диодного лазера. Коэффициент отражения собственных зеркал полупроводникового лазера мал (порядка 0,3), к тому же длина его резонатора гораздо меньше, чем в лазерах других типов (порядка нескольких сотен микрометров), и потому даже при слабом отражении от внешнего зеркала значение  $\kappa$  велико, вследствие чего роль внешней оптической обратной связи становится заметной.

В случае линейной зависимости коэффициента усиления  $G$  и показателя преломления  $\eta$  от концентрации  $n$  из уравнений (1) и (2) можно вывести следующие соотношения для стационарной частоты  $\Omega$  и порогово-

го значения коэффициента усиления  $G_{\text{пор}}$  (или пороговой концентрации носителей):

$$\omega_0 = \Omega + \kappa \sin(\Omega\tau) + \kappa\alpha(1 - \cos \Omega\tau), \quad (4)$$

$$G_{\text{пор}} = G(n_{\text{пор}}) = \Gamma - 2 \cos(\Omega\tau) \quad (5)$$

Здесь  $\omega_0$ —собственная частота резонатора полупроводникового лазера, а величина  $\alpha$ —отношение изменения показателя преломления к изменению коэффициента усиления на длине  $\lambda/4\pi$ , обусловленных вариацией концентрации носителей:

$$\alpha = (2\omega / \eta) \frac{\partial \eta}{\partial n} / \frac{\partial G}{\partial n} \quad (6)$$

В газовых и других типах лазеров величина  $\alpha$  обычно настолько мала, что ею можно пренебречь по сравнению с единицей, однако в полупроводниковых лазерах на основе GaAs и InGaAsP величина, а по экспериментальным оценкам лежит в пределах от  $-1$  до  $-7$ . Это связано с тем, что вблизи спектрального максимума усиления кривая дисперсии показателя преломления имеет характерную асимметрию. Таким образом, большое абсолютное значение параметра  $\alpha$  является дополнительной причиной сильного влияния внешней оптической обратной связи в полупроводниковых лазерах.

Осциллирующие члены, входящие в выражения (4) и (5), описывают интерференцию волн, отраженных собственным зеркалом (сколотой гранью кристалла) и внешним отражателем.

Блок-схема экспериментальной установки для измерения оптоэлектронного сигнала показана на рис. 2. Излучение от источника света 1 с помощью микрообъектива 2 фокусировалось на исследуемую поверхность 4 таким образом, чтобы отраженный свет попадал обратно в активную область лазерного диода.

Микроперемещением объектива и лазера друг относительно друга достигалось такое взаимное расположение диода, микрообъектива и зеркала, когда величина внешней обратной связи была максимальной. Оптоэлектронный сигнал определялся как амплитуда импульсов напряжения, возникающих на диоде. Сигнал усиливался усилителем 7 и наблюдался на осциллографе 8. Критерием настройки на максимум величины внешней обратной связи служило дости-

жение максимального значения оптоэлектронного сигнала при юстировке системы.

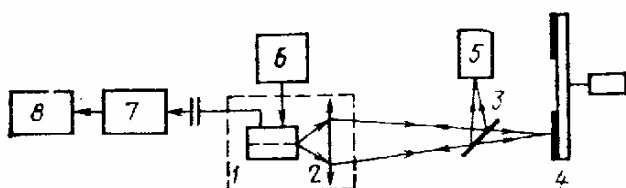
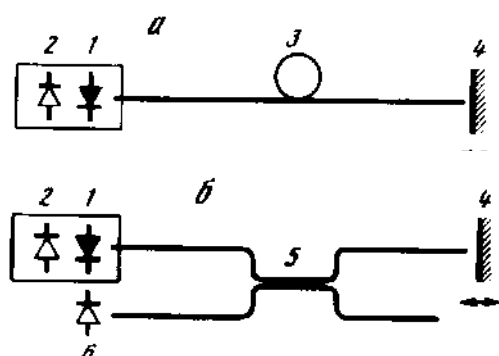


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для исследования электрического, оптического откликов полупроводникового лазера на внешнюю оптическую обратную связь:

1 — лазерный диод; 2 — микрообъектив; 3 — полупрозрачная пластина; 4 — исследуемая поверхность; 5 — фотодиод; 6 - блок питания постоянного тока; 7 — широкополосный усилитель; 8 - осциллограф.

Построение измерительных схем с использованием оптического волокна возможно как по схеме прямого зондирования (рис. 3,а), так и с использованием одномодового волоконного направленного ответвителя (рис. 3,б), величина коэффициента деления определяется длиной связи.

Рис. 3. Различные схемы регистрации сигнала:



а — схема прямого зондирования; б — схема с волоконным ответвителем 1 - лазерный диод; 2 — контрольный фотодиод; 3 - световодный тракт; 4 - зондируемая поверхность (зеркало); 5 — волоконный направленный ответвитель; б — внешний фотодиод

В первом случае оптический отклик на смещение внешнего зеркала регистрировался контрольным фотодиодом, а во втором — внешним дополнительным фотодиодом. Сигнал можно зарегистрировать также измерением напряжения на диоде. В этом случае выходной торец волокна и зеркало образуют дополнительный резонатор Фабри—Перо с собственной чувствительностью к смещениям; следовательно, можно регистрировать смещения (вибрации) внешнего зеркала с помощью дополнительного фотоприемника

лишь по отраженному свету (рис. 3,б), без привлечения эффекта обратной связи.

При построении системы с обратной связью источником шумов и помех может быть сама оптическая схема, в которой осуществляется механическое перемещение исследуемой поверхности. Так, лазерный режим чувствителен к длине внешней оптической цепи обратной связи, т. е. к расстоянию от торца диода до отражающей поверхности (рис.4). Эта чувствительность может быть использована для наблюдений неровностей поверхности, вызванных изменением поверхностной структуры или ее повреждением. В рассмотренной схеме вибрации внешнего зеркала могут стать источником помех. Поэтому целесообразно использовать лазеры с длиной когерентности, меньшей длины внешней связи.

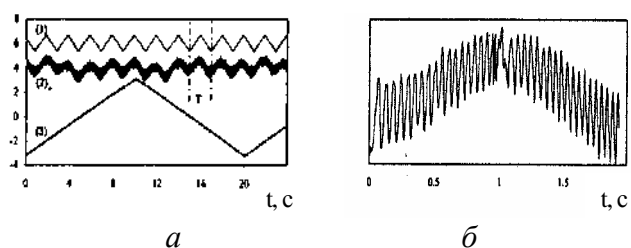


Рис.4. Зависимости относительной интенсивности сигнала: а - модулированный сигнал тока накачки (1), соответствующие вариации мощности, возникающие в результате обратной связи (2), влияние величины смещений, регулируемых с помощью пьезоэлектрического элемента; б - увеличенный участок зависимости (2) в течение периода  $T$ .

Таким образом, при проведении дефектоскопии поверхности в соответствии с уравнениями (1) –(6) величина оптоэлектронного сигнала будет складываться из следующих составляющих: отражательной способности внешнего зеркала  $R_3$  (в данном случае – от отражательной способности контролируемой поверхности),  $L_d$  – расстояние от внешнего зеркала лазерного диода до контролируемой поверхности, параметр с характеризует оптические свойства среды в составном резонаторе (поглощение, рассеяние и др. процессы). Закономерности изменения отражательной способности поверхности в зависимости от ее состояния, структуры, наличия различного рода повреждений были исследованы ранее.

Заметим, что на величину оптоэлектронного сигнала существенное влияние оказывает степень когерентности собственного излучения лазерного диода и отраженного поверхностью излучения, поляризация и деполяризация отраженного от контролируемой поверхности излучения в зависимости от структуры поверхности, величины и формы микронеровностей, величины напряжений в поверхностном слое. Измерение оптоэлектронного сигнала также позволяет определять характеристики среды в составном резонаторе. Если влияние среды необходимо минимизировать, целесообразно применение схемы датчиков, использующих одноодовый волоконный световод для зондирования поверхности. В этом случае выходной торец волокна располагается вблизи контролируемой поверхности.

#### Библиографический список

1. Сазонникова, Н.А. Оптический способ оценки поверхностных повреждений / Н.А. Сазонникова, В.И. Мордасов, А.А. Шуваев // Компьютерная оптика, МЦНТИ, - 2000. Вып. 20. - С.106 – 110.
2. Ву, Ван Лык. Оптический и электрический отклики в InGaAsP/InP-лазерах и усилителях на внешнюю обратную связь и их применения / В.Л. Ву [и др.] // Инжекционные лазеры и их применение.- М.: Наука, 1992. Тр.ФИАН, Т.216, - С.144-172.
3. Физика полупроводниковых лазеров: Пер. с японск. / под ред. Х. Такумы. - М.: Мир, 1989. - 310 с.
4. Елисеев, П.Г. Исследование планарных полосковых гетеролазеров на основе

AlGaAs-GaAs / П.Г. Елисеев [и др.]. // Инжекционные лазеры (Тр. ФИАН; Т.141). - М.: Наука, 1983. - С.89-117.

5. Gharbi, T. Backscatter-modulated laser diode for low-frequency small-amplitude vibration measurement / T. Gharbi, A. Courteville, A. Chebbour. // Applied Optics, 1 November 1997, Vol. 36, No.31. - p.8233-8236.

#### References

1. Sazonnikova, N.A. The optical method of surface damages estimation defects/ N.A. Sazonnikova, V.I. Mordasov, A.A. Shuvaev // Computer optics. – М.: MCSTI, 2002. -V.20. - p.106-110.
2. Vu Van Lik, Eliseev P.G., Manko M.A., Tsotsoria M.V. Optical and electrical answer in the InGaAsP/InP-lasers and reinforces to external and its employments/Injection lasers and its employment.- Moscow: Science, 1992, Works of Physical Institute of Science Academy works; V.216, p.144-172.
3. Physics of semiconductor lasers: Translation from Japan./Under H. Takhuma redaction. - Moscow: Mir, 1989.- 310 p.
4. Eliseev, P.G. Investigation of planar stripe geterolasers on the AlGaAs-GaAs base / P.G. Eliseev // Injection lasers (Тр. ФИАН; Т.141). - Moscow: Science, 1983, Works of Physical Institute of Science Academy works; V.164, p.89-117.
5. Gharbi, T. Backscatter-modulated laser diode for low-frequency small-amplitude vibration measurement / T. Gharbi, A. Courteville, A. Chebbour. // Applied Optics, 1 November 1997, Vol. 36, No.31. - p.8233-8236.

## THE SEMICONDUCTOR LASER FEEDBACK EFFECT IMPLEMENTATION TO CONSTRUCTING OF DEFECTOSCOPING SYSTEM FOR LARGE-SIZED SHELLS

© 2009 N. A.Sazonnikova<sup>1</sup>, D. N. Grebnev<sup>2</sup>, O. V. Shulepova<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Samara State aerospace university

<sup>2</sup> Samara space centre “TsKB-Progress”

For support stable optical axes of diagnostic system and exception of temperature source and receiver dependence is advantageous to both functions coincidence in one elements. This possibility is enable due to semiconductor lasers feedback effect. The semiconductor laser performance with external feedback is described by complex resonator.

### **Информация об авторах**

**Сазонникова Надежда Александровна**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры Автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-65. E-mail: [nasazonnikova@yandex.ru](mailto:nasazonnikova@yandex.ru). Область научных интересов: лазерные информационно-измерительные системы.

**Гребнев Дмитрий Николаевич**, Заместитель начальника отделения Государственного научно-производственного ракетно-космического центра «ЦСКБ-Прогресс». Область научных интересов: создание конструкции головного обтекателя ракеты-носителя и методов его дефектоскопии.

**Шулепова Ольга Викторовна**, аспирант кафедры Автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. Область научных интересов: лазерно-вибрационные методы диагностики оболочек.

**Sazonnikova Nadezhda Alexandrovna**, candidate of technical sciences, the older science worker of Samara state aerospace university. Phone. (846) 267-46-65. E-mail: [nasazonnikova@yandex.ru](mailto:nasazonnikova@yandex.ru). Area of research: laser information and measurement systems.

**Grebnev Dmitriy Nikolaevich**, the deputy head of department of Samara space centre “TsKB-Progress”. Area of research: rocket fairing construction and defectoscopy.

**Shulepova Olga Victorovna**, the postgraduate of Samara state aerospace university. Area of research: laser vibrating diagnostics systems.

## УЧЕТ КОЛЕБАНИЙ СИЛОВОГО АГРЕГАТА ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА РОТОРА МАЛОРАЗМЕРНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-8,5С

© 2009 Д. Ю. Иванов, М. К. Филимонов

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск

Учтено влияние силового воздействия двигателя внутреннего сгорания на турбокомпрессор ТКР8.5С при диагностировании методом анализа вибрации его корпуса. При расчете динамики подшипниковой опоры с плавающей вращающейся втулкой с учетом жесткости корпуса для турбокомпрессора и силового воздействия от коленчатого вала и поршней двигателя определены частотные диапазоны проявления дефектов подшипникового узла в теоретических сигналах виброускорения; проведен теоретический частотный анализ.

*Анализ вибрации, частотный анализ, силовое воздействие, турбокомпрессор, дефекты подшипников скольжения*

Современные условия эксплуатации автотракторной техники требуют внедрения в производственный процесс современных методов диагностирования двигателей и их отдельных узлов без дополнительных операций по демонтажу. К таким узлам относится турбокомпрессор (ТК) систем наддува дизелей. В настоящее время широко распространены двигатели с ТК марки ТКР-8.5С. Аварийный выход из строя ТК приводит к остановке всего двигателя, а следовательно, транспортно-технологического средства в целом. Решающим фактором безаварийной работы ТК является техническое состояние подшипников ротора, отличительная особенность которых – наличие промежуточных элементов в виде плавающих вращающихся (ПВ) втулок (рис. 1), что затрудняет процесс оценки технического состояния непосредственно подшипников. Самым удобным и достоверным методом диагностирования роторных систем является вибрационная диагностика [1].

В турбокомпрессоре источники колебательных процессов от взаимодействия элементов подшипников и от аэродинамических сил достаточно разнесены по частотному диапазону, что позволяет оценивать вибрацию корпуса ТК, обусловленную процессами в подшипниках. Однако при этом изменение жесткости крепления корпуса ТК к блоку двигателя, а также силовое воздействие от коленчатого вала и процессов в цилиндропоршневой группе могут вносить свои коррективы в конечный вибросигнал, что может приводить к ложным диагнозам.

Это необходимо учитывать при диагностировании без демонтажа ТК с двигателя.

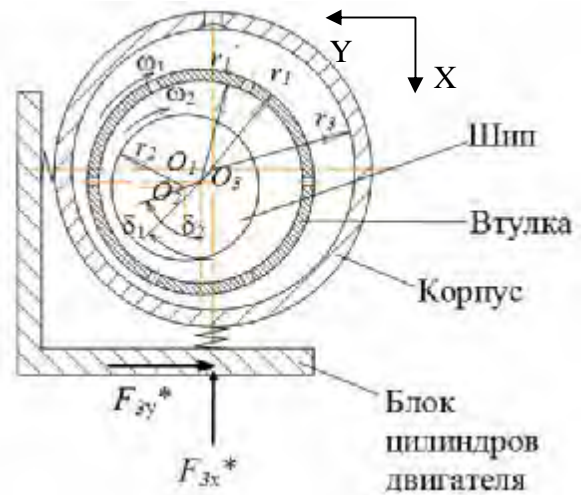


Рис. 1. Схема подшипника

Математическая модель, описанная в [1], позволяет учитывать линейную жесткость корпуса ТК и внешнюю силу, действующую на него при функционировании всей системы. В дальнейших расчетах жесткость будем считать постоянной, а силовое воздействие от двигателя будем прикладывать по взаимно-перпендикулярным осям X и Y, ось вращения ротора параллельна оси Z абсолютного пространства. Форма поверхностей подшипников и цапф не изменяется в процессе функционирования.

В модели решаются уравнения движения подвижных элементов трибосопряжения ротор – плавающая вращающаяся (ПВ) втулка – корпус. Здесь учтены все силы, действующие на элементы трибосопряжения. Реакции и моменты трения в смазочных слоях находятся с помощью давлений, которые в свою

очередь получены интегрированием уравнения Рейнольдса. Уравнение Рейнольдса интегрируется при граничных условиях Свифта – Штибера и при условии неотрицательности давлений [1].

Параметры внешней силы определялись для нового типа дизельных двигателей, разрабатываемых на Челябинском тракторном заводе посредством расчетов сил, действующих в коренных подшипниках и в цилиндропоршневой группе. Расчет был произведен для 6-цилиндрового двигателя с помощью программного обеспечения Орбита и Орбита-поршень [2]. Полученные для каждого подшипника и каждого цилиндра силы были сложены в своей последовательности с учетом порядка работы цилиндров. Величина возмущающей силы, возникающей от работы газораспределительного механизма незначительна, по сравнению с предыдущими двумя факторами. Поэтому при расчетах внешних сил, действующих со стороны двигателя, нагрузкой, возникающей от работы деталей ГРМ, можно пренебречь. Суммарные силы, приложенные по осям X и Y, представлены на графике (рис.2). Они были разложены в ряд Фурье, и максимальные гармонические составляющие сил с их фазами учитывались в расчете динамики подшипника ТК (рис. 3). При этом на первом этапе коэффициент передачи от коренных подшипников и цилиндров к месту крепления ТК не учитывался. Таким образом, внешняя сила, окончательно входящая в уравнения движения для корпуса, имеет вид:

$$F_{3xi}^* = \sum_{i=1}^n F_{xi} \cdot \sin(\omega_{xi} t \pm \varphi_{xi}),$$

$$F_{3yi}^* = \sum_{i=1}^n F_{yi} \cdot \sin(\omega_{yi} t \pm \varphi_{yi}),$$

где  $F_{xi}$  и  $F_{yi}$  – амплитуды компонент внешней силы,  $\omega_{xi}$  и  $\omega_{yi}$  – частоты компонент сил,  $\varphi_{xi}$  и  $\varphi_{yi}$  – фазы компонент сил по осям X и Y соответственно и  $t$  – время.

При выполнении расчета моделировалась работа турбокомпрессора с различными смещениями центра масс шипа (0, 1, 3, 5, 7, 10 мкм), различными внутренними (19, 22, 25, 30 мкм) и наружными (27.75, 32.75, 40.75, 45.75) зазорами на каждом из режимов работы двигателя, определяющихся частотой вращения ротора и величиной

внешних нагрузок. Указанные изменения параметров технического состояния традиционно считаются дефектами при превышении допустимых значений. Информативными режимами, т.е. режимами, на которых изменение структурных параметров отслеживается лучше всего, была принята частота вращения ротора турбокомпрессора: для режима максимальной мощности 8000рад/с, для режима максимального момента – 6000рад/с.

Для расчета параметров колебаний среднего корпуса использовался модернизированный пакет компьютерных программ «Устойчивость» (Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2002611823 от 2002 г.). Результат расчета представляет собой теоретический сигнал виброускорения во временной области.

Учет сил от рабочих процессов в двигателе внутреннего сгорания определенным образом усложняет задачу диагностирования подшипникового узла ТК, т.к. мощность всего спектра возрастает на порядок на режимах максимального крутящего момента и максимальной мощности (рис. 2). Очевидно, пространство технических состояний, полученное в ранних работах для стендовых испытаний, в случае диагностирования на двигателе не годится. В данной ситуации необходимо получить другое диагностическое пространство, которое будет иметь другие значения диагностических признаков и другие диагностические признаки.

На первом этапе необходимо провести спектральный анализ и выявить наиболее информативные области частот (рис. 4–5), в которых будут различаться компоненты спектра в зависимости от изменения параметра технического состояния подшипника ТК (рис. 6).

На рис. 4 представлены расчетные спектры и гармоники виброускорений корпуса турбокомпрессора при изменении дисбаланса ротора на режимах максимального момента и максимальной мощности соответственно. Весь частотный диапазон можно разделить на две области: область подшипниковых частот (150...400 Гц) и область рабочих частоты вращения ротора (900...1000 Гц для режима максимального момента

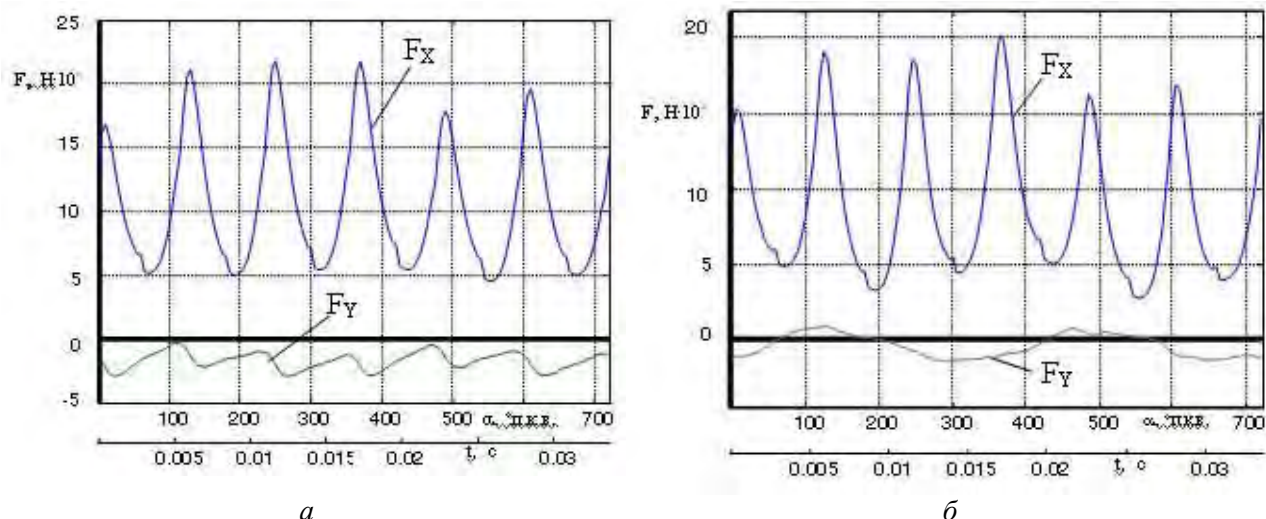


Рис. 2. Суммарные силы, передаваемые на блок двигателя от коренных подшипников коленчатого вала и стенок цилиндров на режимах максимального крутящего момента (а) и максимальной мощности (б)

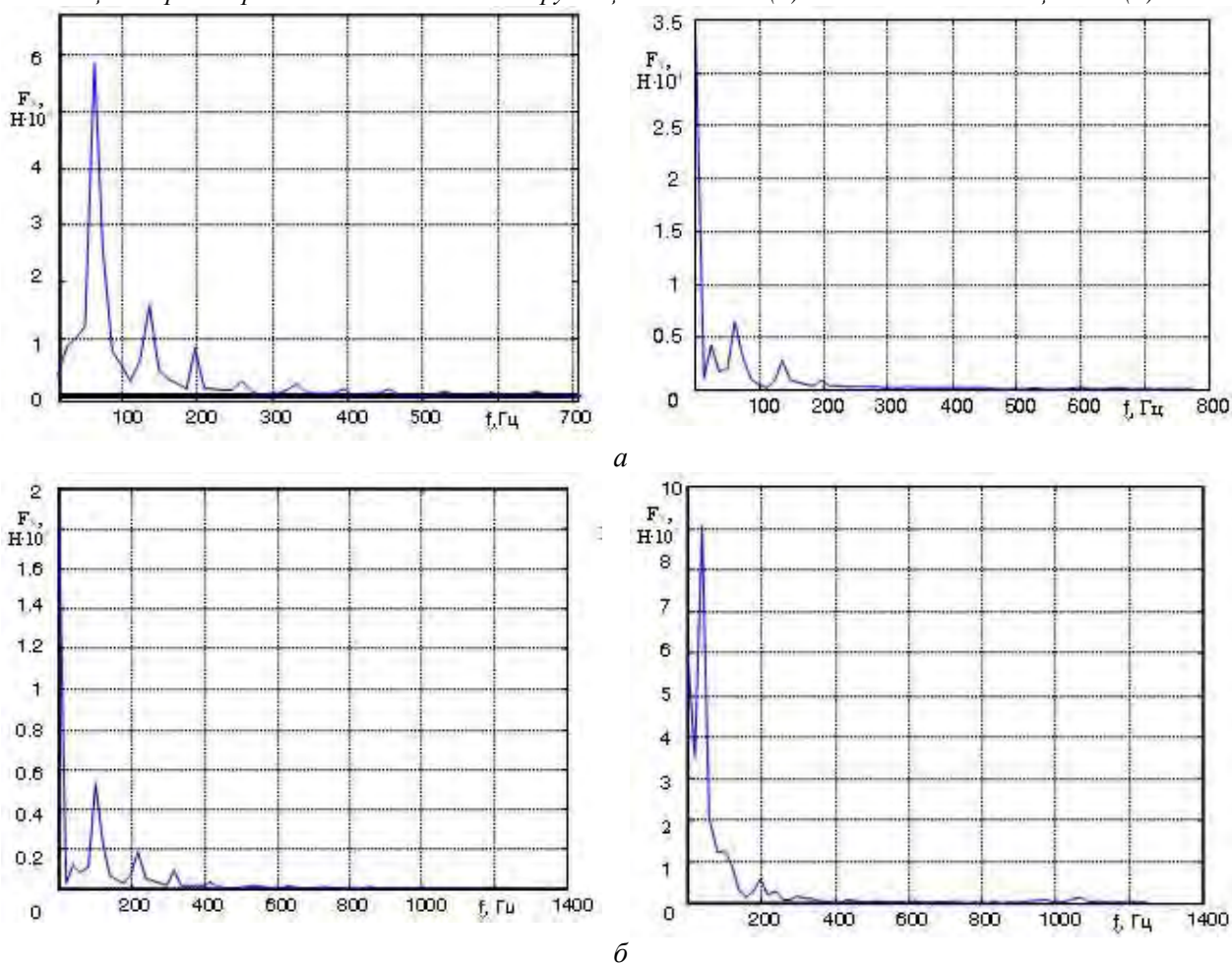


Рис. 3. Спектр суммарных сил, передаваемых на блок двигателя от коренных подшипников коленчатого вала и стенок цилиндров на режимах максимального крутящего момента (а) и максимальной мощности (б)

и 1200-1400 Гц для режима максимальной мощности).

В результате проведенных исследований можно говорить, что изменение дисбаланса хорошо диагностируется на частоте вращения ротора, однако увеличение зазоров не проявляется однозначно в спектре теорети-

ческого вибросигнала (рис. 5). Амплитуда подшипниковой гармоники не имеет явных отличий при увеличении зазоров. По вертикальной оси большие нагрузки от подшипников коленчатого вала заглушают спектр ускорений, т.е. отличия при изменении зазоров на фоне больших ускорений малы, что в

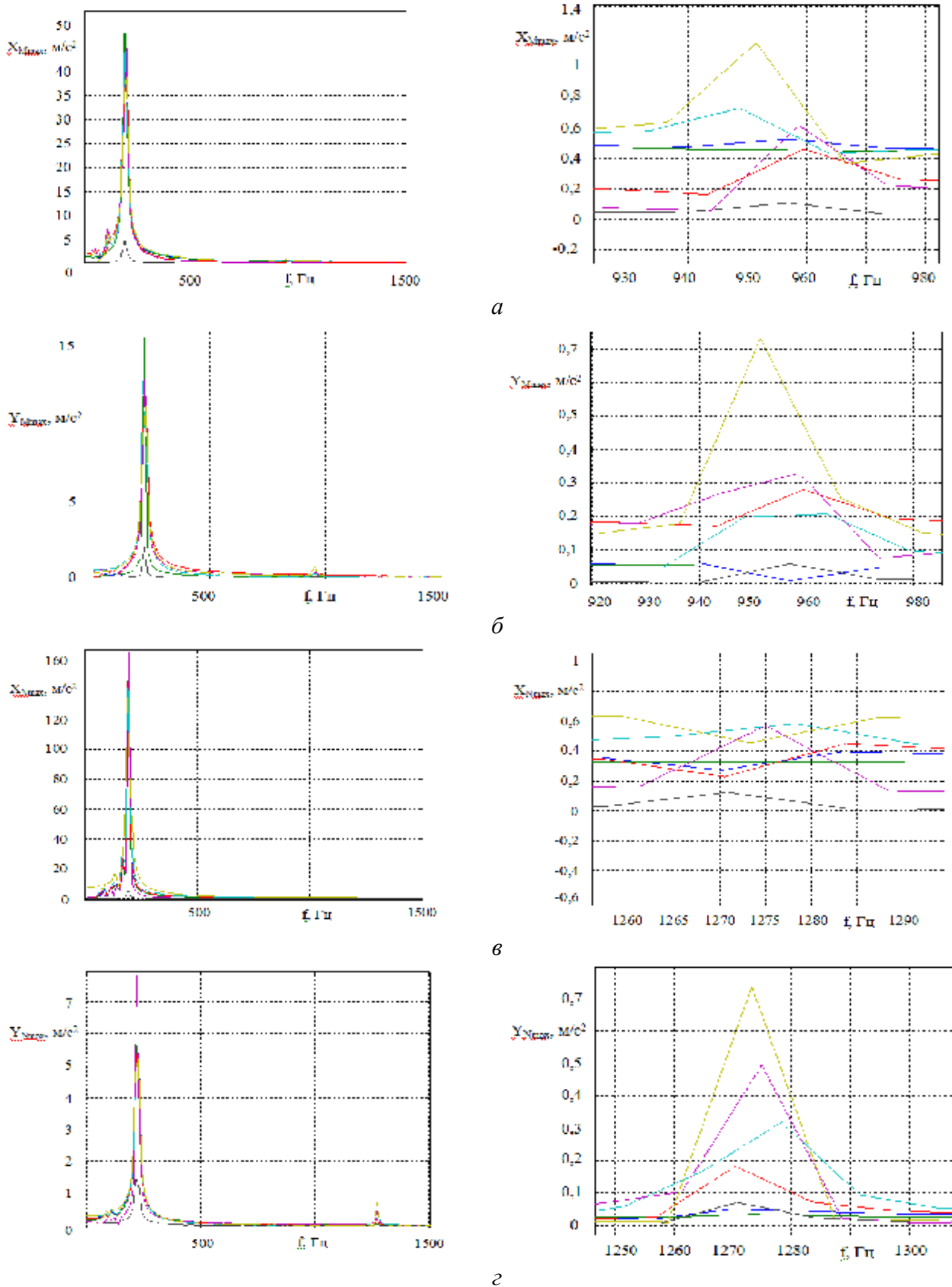


Рис. 4. Расчетные спектры и гармоники виброускорений корпуса при изменении дисбаланса ротора на режимах максимального момента (а,б) и максимальной мощности (в,г):

—  $\epsilon_2 = 0 \text{ мкм};$    
 —  $\epsilon_2 = 1 \text{ мкм};$    
 —  $\epsilon_2 = 3 \text{ мкм};$    
 —  $\epsilon_2 = 5 \text{ мкм};$   
—  $\epsilon_2 = 7 \text{ мкм};$    
 —  $\epsilon_2 = 10 \text{ мкм};$    
 —  $\epsilon_2 = 1 \text{ мкм, без нагрузки}$



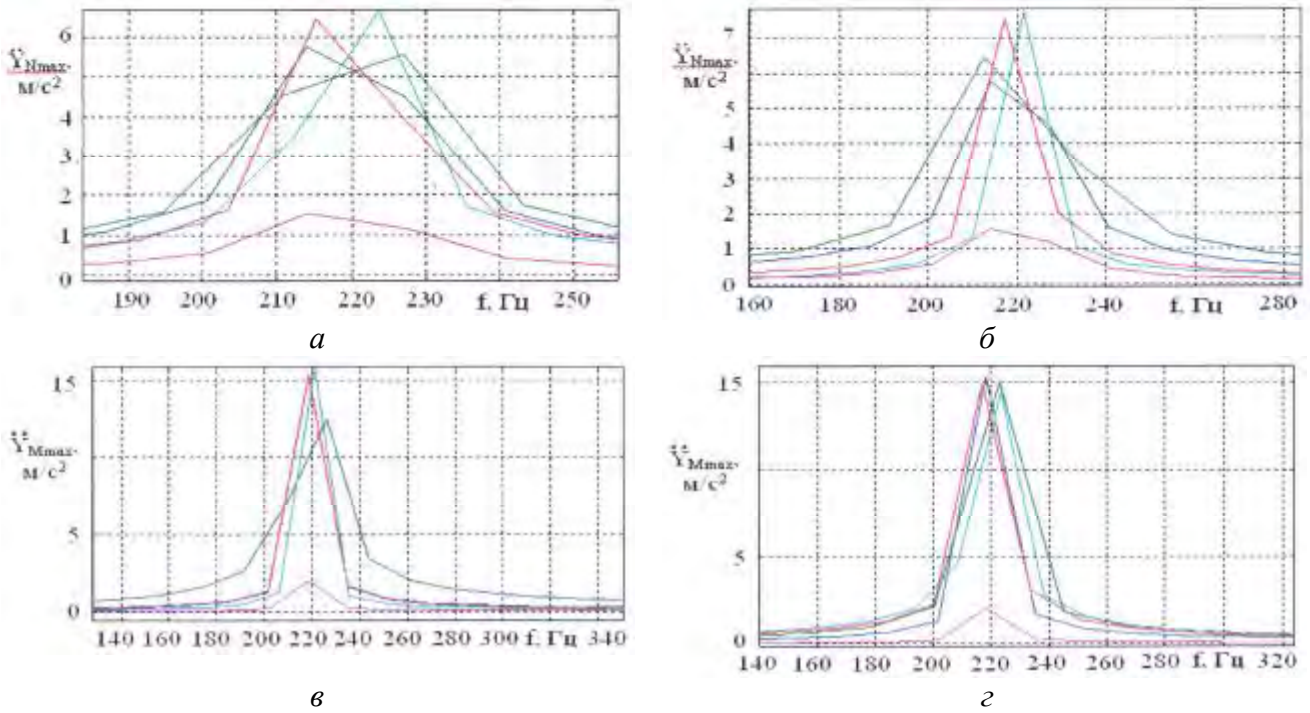


Рис. 5. Расчётные спектры и гармоники виброускорений корпуса при изменении внутреннего и наружного зазоров на режимах максимального момента (а,б) и максимальной мощности (в,г) соответственно:

$C_2$ : — 19 мкм; — 22 мкм; — 25 мкм; — 30 мкм; — 22 мкм, без нагрузки;  
 $C_1$ : — 27 мкм; — 32 мкм; — 40 мкм; — 45 мкм; — 32 мкм, без нагрузки

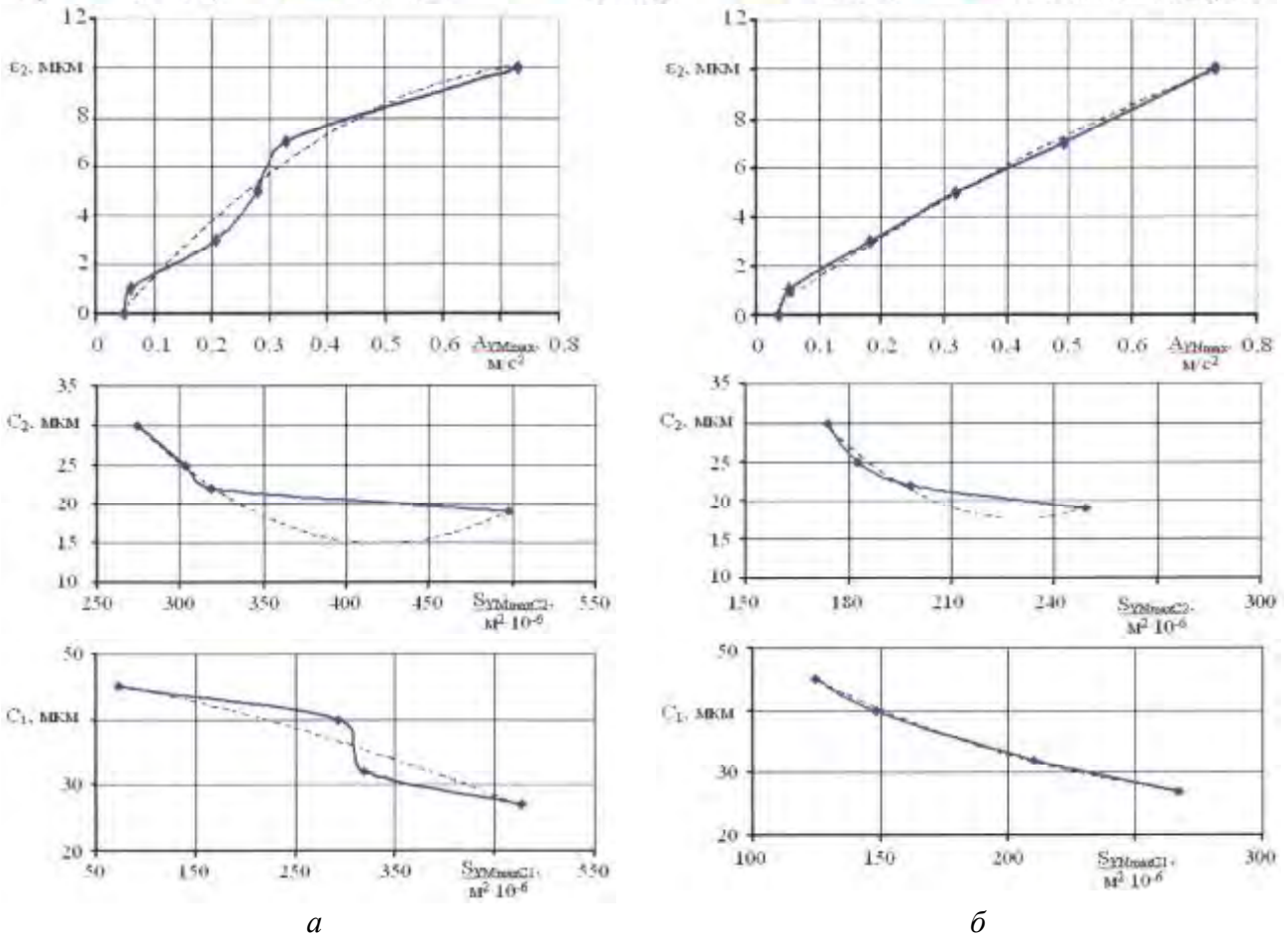


Рис. 6. Зависимости информативных характеристик от изменений параметров технического состояния на режимах максимального момента (а) и максимальной мощности (б) соответственно:

————— расчётная зависимость, - - - - - линия тренда

меньшей степени характерно для поперечной оси  $Y$ . Поэтому целесообразно исследование ускорений и скоростей, полученных вдоль оси  $Y$ . При этом, пользуясь простым анализом спектров, можно выявить только сильные изменения параметров технического состояния. На этих составляющих для определения дефекта зазоров необходимо отслеживать диапазон «подшипниковой гармоники», а для дисбаланса амплитуду на частоте вращения ротора.

На выделенных гармониках в диапазоне подшипниковой частоты (рис. 5) можно заметить заострение гармоники, т.е. сужение её основания, что приводит в основном к уменьшению площади между кривой спектральной составляющей и осью частот.

Анализ изменений в спектрах в зависимости от параметров технического состояния показал, что изменение зазоров в подшипнике нельзя диагностировать по амплитуде спектральных компонент в области подшипниковых частот. Здесь информативным является такой показатель, как мощность спектра  $S_Y$  в указанном диапазоне частот. При этом наиболее информативным является режим максимальной мощности. На этом режиме наблюдается однозначность изменений выбранных диагностических признаков. Кроме того, изменение диагностических признаков в зависимости от параметров технического состояния на режиме максимальной мощности более близко и достоверно описываются уравнениями линейных трендов, чем на режиме максимального крутящего момента (рис. 6). Это позволяет составить систему уравнений, описывающих изменение диагностических признаков в вибросигнале в зависимости от параметров технического состояния.

Для режима максимального момента:  
дисбаланс

$$\varepsilon_2 = -17,036\dot{Y}^2 + 27,807\dot{Y} - 1,1534;$$

внутренний зазор

$$C_2 = 0,0007S_Y^2 - 0,5914S_Y + 139,34;$$

внешний зазор

$$C_1 = -4e^{-05}S_Y^2 - 0,0237S_Y + 47,087.$$

Для режима максимальной мощности:  
дисбаланс

$$\varepsilon_2 = -5,5858\dot{Y}^2 + 17,941\dot{Y} - 0,2426;$$

внутренний зазор

$$C_2 = 0,0037S_Y^2 - 1,7216S_Y + 215,53;$$

внешний зазор

$$C_1 = 0,0005S_Y^2 - 0,3129S_Y + 76,242.$$

Полученная система является диагностической моделью для подшипника ТК при диагностировании его на двигателе.

### Библиографический список

1. Иванов, Д.Ю. Применение фазовых портретов для вибрационного диагностирования подшипников жидкостного трения ТКР8.5С. / Д.Ю. Иванов // Актуальные проблемы трибологии: сб. тр. междунар. науч.-техн. конф. -М.: Машиностроение. - Т.3. - 2007. – С.223 – 234.
2. Прокопьев, В.Н. Комплекс программ для исследования работы трибосопряжения «поршень-цилиндр» «Орбита – Поршень 3» / В.Н. Прокопьев [и др.] // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2005610094.

### References

1. Ivanov D.Yu. Phase planes application for vibration diagnostic of turbocharger ТКР8.5С journal bearing. International Scientific and technical Conference. Actual problems of tribology. Russia, Samara, June, 2007. — vol. 3, pp. 223 – 234.
2. Prokopiev V.N., Rogdestvensky J.V., Zadorozhnaja E.A., etc. Program system for tribounit "piston-cylinder" work analysis «Orbit - Piston 3 » Certificate on the state registration of the computer program №2005610094.

## ENGINE VIBRATIONS CONSIDERING FOR LIGHT TUGBOCHARGER TKR-8,5C ROTOR JOURNAL BEARING DIAGNOSTIC

© 2009 D. Yu. Ivanov, M. K. Filimonov

South Ural State University

Influence of dynamic loading of an internal combustion engine on turbocharger TKR8.5C is considered at diagnosing by a method of the analysis of vibration of its case. At dynamics calculation bearing parts with the floating rotating barrel taking into account ruggedness of the case for turbocharger and power influence from a bent shaft and engine buckets are defined frequency ranges of display of defects of a bearing mount assembly in theoretical signals vibroacceleration; the theoretical frequency analysis is carried out.

*Analysis of vibration, frequency analysis, dynamic loading, turbocharger, defects of a journal bearing*

### Информация об авторах

**Иванов Дмитрий Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Тел.: (8-351) 267-92-13, 267-94-00, 269-53-59. E-mail: [idu@susu.ac.ru](mailto:idu@susu.ac.ru). Область научных интересов: вибродиагностика машин, динамика подшипников.

**Филимонов Максим Константинович**, студент Южно-Уральского государственного университета. Тел.: (8-351) 267-92-13. E-mail: [filimonovmk@mail.ru](mailto:filimonovmk@mail.ru). Область научных интересов: вибродиагностика подшипников скольжения.

**Ivanov Dmitriy Yurievich**, candidate of engineering science, Associate Professor of «Motor Transport» Department of the South Ural State University. Phone. (8-351) 267-92-13. E-mail: [idu@susu.ac.ru](mailto:idu@susu.ac.ru). Area of research: dynamics of rotors on floating bushed journal bearings, diagnostic of vibrations for machines, dynamics of bearings.

**Filimonov Maxim Konstantinovich**, student of the South Ural State University. Phone. (8-351) 267-92-13. E-mail: [filimonovmk@mail.ru](mailto:filimonovmk@mail.ru). Area of research: diagnostic of vibrations for journal bearing.

УДК 629.7

## МЕТОДИКА РАСЧЁТА НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОПОР ИЗ МАТЕРИАЛА МР С ЧАСТИЧНЫМ ОХВАТОМ ЦАПФЫ ПРИ ПРЕЦЕССИОННОМ НАГРУЖЕНИИ

©2009 Ф. В. Паровай<sup>1</sup>, Ю. К. Пономарев<sup>1</sup>, А. С. Котов<sup>1</sup>, С. Е. Спивак<sup>1</sup>, Е. С. Васюков<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет

<sup>2</sup>Управляющая компания «Брянский машиностроительный завод»

Приведена методика расчёта упругогистерезисных характеристик кольцевого демпфера из материала МР с частичным охватом коаксиального пространства между корпусом опоры и цилиндрическим вибратором. Показано, что при прецессионном нагружении опоры реализуются эллипсообразные упругогистерезисные характеристики, масштабы которых зависят от геометрических параметров опоры, плотности материала, предварительного натяга. Установлено, что объём незаполненного пространства в кольцевом демпфере деформирует эллипсную форму упругогистерезисных петель и их ориентацию в системе координат нагрузочных характеристик.

*Демпфер, материал МР, упругодемпфирующий элемент, характеристика, гистерезис, расчёт*

Рассмотрим решение задачи о прецессионном нагружении цилиндрической опоры ротора, упругодемпфирующий элемент которой выполнен в виде незамкнутой ленты (рис. 1).

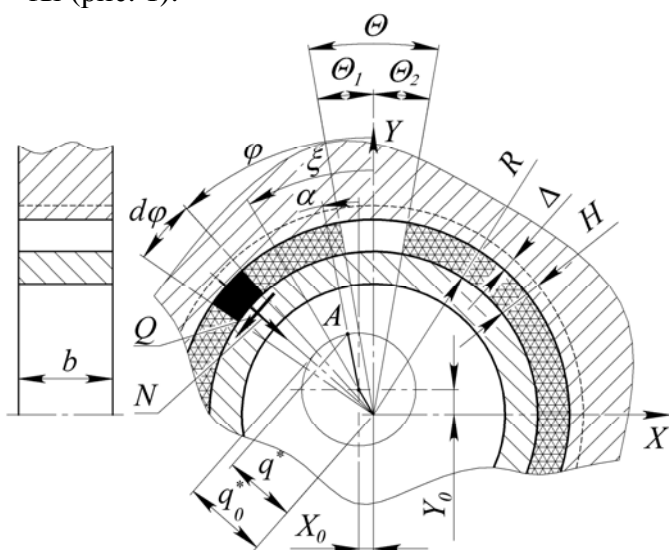


Рис. 1. Расчётная схема опоры с упругодемпфирующим элементом из материала МР в виде незамкнутой ленты

Пусть упругодемпфирующий элемент массой  $m$ , шириной  $b$  установлен в коаксиальное пространство между опорой и вибратором радиуса  $R$  с предварительным натягом  $\Delta$ . В общем случае начало ленты может отстоять от вертикальной оси на угол  $\Theta_1$  а конец - на угол  $\Theta_2$ . Обозначим  $\Theta$  суммар-

ный угол незаполненного упругодемпфирующим элементом пространства.

Кроме того, пусть центр прецессии смещён относительно начала координат, совпадающего с центром виброизолятора, на расстояния  $X_0$  и  $Y_0$  вдоль осей  $OX$  и  $OY$  соответственно, что позволит решать задачи с предварительно нагруженной опорой постоянно действующими силами.

Выделим двумя радиусными сечениями малый элемент с угловой протяженностью  $d\varphi$ . Проекции суммарного смещения центра цапфы на оси координат найдутся в виде:

$$\begin{cases} x = X_0 + A \cdot \cos \alpha; \\ y = Y_0 + A \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (1)$$

Тогда радиальная осадка выделенного элемента при смещении вибратора на указанную величину и предварительном поджатии на величину  $\Delta$  будет равна:

$$q = q^* + \Delta = \Delta + \sqrt{X_0^2 + Y_0^2} \cdot \cos(\xi - \varphi) + A \cdot \cos(\varphi - \alpha), \quad (2)$$

где  $q_i^*$  - переменная составляющая нормального смещения элемента  $d\varphi$ .

Причём изменение угла  $\xi$  в зависимости от положения центра прецессии описывается выражением:

$$\xi = \begin{cases} \arctan\left(\frac{X_0}{Y_0}\right), & \text{если } X_0 > 0 \text{ и } Y_0 \geq 0; \\ \frac{\pi}{2}, & \text{если } X_0 = 0 \text{ и } Y_0 \geq 0; \\ \arctan\left(-\frac{X_0}{Y_0}\right) + \frac{\pi}{2}, & \text{если } X_0 < 0 \text{ и } Y_0 > 0; \\ \pi, & \text{если } X_0 < 0 \text{ и } Y_0 = 0; \\ \arctan\left(\frac{Y_0}{X_0}\right) + \frac{3\pi}{2}, & \text{если } X_0 < 0 \text{ и } Y_0 < 0; \\ \frac{3\pi}{2}, & \text{если } X_0 = 0 \text{ и } Y_0 < 0; \\ \arctan\left(-\frac{X_0}{Y_0}\right) + \frac{3\pi}{2}, & \text{если } X_0 > 0 \text{ и } Y_0 < 0. \end{cases}$$

Будем описывать текущее состояние упругодемпфирующего элемента с помощью коэффициента загрузки демпфера, который определяется выражением:

$$v_{\text{д}} = \begin{cases} 1, & \text{если } \frac{dq}{d\phi} \geq 0; \\ 2, & \text{если } \frac{dq}{d\phi} < 0. \end{cases} \quad (4)$$

Для амплитудного значения радиальной осадки выделенного элемента при смещении вибратора на величину  $A$  при предварительном поджатии на величину  $\Delta$  справедливо выражение:

$$q_0 = q_0^* + \Delta = \Delta + \sqrt{X_0^2 + Y_0^2} \cdot \cos(\xi - \phi) + A \cdot (-1)^{v_{\text{д}}}, \quad (5)$$

где  $q_{0i}^*$  – амплитудное значение переменной составляющей нормального смещения элемента  $d\phi$ .

Выражение для текущего изменения относительной плотности имеет следующий вид:

$$\delta_{\rho_0}^- = \frac{(R+H)^2 - R^2}{(R+H-q)^2 - R^2} - 1. \quad (6)$$

Аналогично амплитудное значение изменения относительной плотности  $\delta_{\rho_0}^-$ :

$$\delta_{\rho_0}^- = \frac{(R+H)^2 - R^2}{(R+H-q_0)^2 - R^2} - 1. \quad (7)$$

Сила сопротивления демпфера состоит из суммы нормальных  $d\vec{N}$  и касательных сил  $d\vec{Q}$ , действующих на бесконечно малом элементе  $d\phi$ :

$$d\vec{F}_{\Sigma} = d\vec{N} + d\vec{Q}. \quad (8)$$

Для прецессионного нагружения суммарную силу сопротивления демпфера найдём в виде проекций на оси  $OX$  и  $OY$ :

$$\begin{cases} dF_{\Sigma X} = dN \cdot \cos \phi - dQ \cdot \sin \phi; \\ dF_{\Sigma Y} = dN \cdot \sin \phi + dQ \cdot \cos \phi. \end{cases} \quad (9)$$

Выражение (9) можно записать в виде:

$$\begin{cases} dF_{\Sigma X} = dN \cdot (\cos \phi - f \cdot \sin \phi); \\ dF_{\Sigma Y} = dN \cdot (\sin \phi + f \cdot \cos \phi), \end{cases} \quad (10)$$

где  $f$  – коэффициент трения, позволяющий выразить касательные силы  $d\vec{Q}$  через нормальные  $d\vec{N}$ .

Нормальная часть реакции  $d\vec{N}$  может быть записана в виде:

$$dN = \sigma_{\phi}^*(\delta_{\rho}^-, \delta_{\rho_0}^-, \nu) \cdot E_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot d\phi. \quad (11)$$

Здесь относительное обобщённое давление  $\sigma_{\phi}^*$  элемента  $d\phi$  определяется следующим выражением [1,2]:

$$\begin{aligned} \sigma_{\phi}^*(\delta_{\rho}^-, \delta_{\rho_0}^-, \nu) = & \overline{\sigma}_r(\delta_{\rho}^-) + \frac{1}{2} \cdot (-1)^{\nu+1} \cdot \overline{\sigma}_t(\delta_{\rho}^-) + \\ & + (-1)^{\nu} \cdot \overline{\sigma}_t(\delta_{\rho_0}^-) \cdot e^{\frac{-k|\delta_{\rho_0}^- - \delta_{\rho}^-|}{a_0(\delta_{\rho_0}^-)}}, \end{aligned} \quad (12)$$

где  $\delta_{\rho}^-$  – текущее относительное изменение плотности,

$\delta_{\rho_0}^-$  – координата начала процесса произвольного процесса нагружения,

$$\overline{\sigma}_r(\delta_{\rho}^-) = \frac{\sigma_r^*(\delta_{\rho}^-)}{P_{i\delta}} - \text{относительные сред-}$$

ние напряжения цикла,

$$\overline{\sigma}_t(\delta_{\rho}^-) = \frac{\sigma_t^*(\delta_{\rho}^-)}{P_{i\delta}} - \text{относительные}$$

обобщённые напряжения от сил трения,

$\overline{a}_0(\delta_{\rho_0}^-)$  – величина «остаточной деформации» в точке начала процесса  $\delta_{\rho_0}^-$ ,

$\nu$  – параметр направления процесса нагружения,  $\nu=1$  – для процесса загрузки,  $\nu=2$  – для процесса разгрузки,

$P_{\text{пр}}$  – давление прессования ленты из материала МР [3].

При совместном рассмотрении (9-12) запишем выражение для проекций суммар-

ной силы сопротивления демпфера на оси  $OX$  и  $OY$ , действующей на бесконечно малом элементе  $d\varphi$ :

$$\begin{cases} dF_{\Sigma X} = \overline{\sigma_{\phi}^*}(\delta_{\rho}, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\cos\phi - f \cdot \sin\phi) d\phi; \\ dF_{\Sigma Y} = \overline{\sigma_{\phi}^*}(\delta_{\rho}, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\sin\phi + f \cdot \cos\phi) d\phi. \end{cases} \quad (13)$$

Интегрируя полученное выражение по углу  $\varphi$ , получим зависимость проекций силы сопротивления демпфера на оси  $OX$  и  $OY$  при прецессионном деформировании:

$$\begin{cases} F_{\Sigma X} = \int_0^{2\pi} \overline{\sigma_{\phi}^*}(\delta_{\rho}, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\cos\phi - f \cdot \sin\phi) d\phi; \\ F_{\Sigma Y} = \int_0^{2\pi} \overline{\sigma_{\phi}^*}(\delta_{\rho}, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\sin\phi + f \cdot \cos\phi) d\phi. \end{cases} \quad (14)$$

Из (9) получим выражения для проекций суммарной силы сопротивления демпфера на оси  $OX$  и  $OY$ , путём замены пределов интегрирования:

$$\begin{cases} F_{\Sigma X} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \overline{\sigma_{\phi}^*}(\delta_{\rho}, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\cos\phi - f \cdot \sin\phi) d\phi; \\ F_{\Sigma Y} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \overline{\sigma_{\phi}^*}(\delta_{\rho}, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\sin\phi + f \cdot \cos\phi) d\phi. \end{cases} \quad (15)$$

На рис.2-4 представлены примеры расчётов петель гистерезиса для конструкции демпфера с частичным охватом вибратора упругодемпфирующим элементом. Основные параметры демпфера следующие:  $R = 50$  мм,  $b = 10$  мм,  $H = 30$  мм,  $\Delta = 5$  мм,  $m = 250$  г,  $\theta = 30^\circ$ .

Очевидно, что наличие участков, не заполненных материалом МР, как показывают расчёты, приводит к искажению петель гистерезиса.

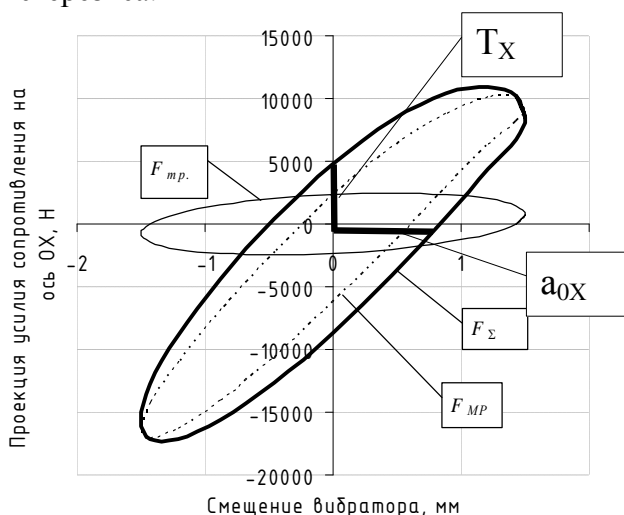


Рис. 2. Суммарный гистерезис и его составляющие в проекции на ось  $OX$

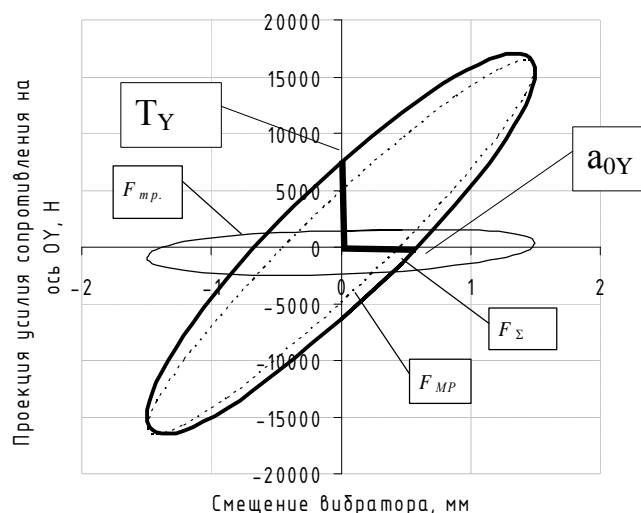


Рис. 3. Суммарный гистерезис и его составляющие в проекции на ось  $OY$

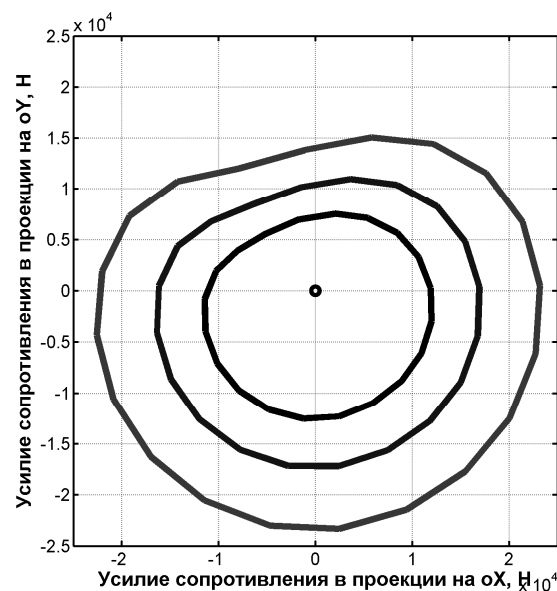


Рис. 4. Годографы силы сопротивления демпфера при прецессионном нагружении по круговой орбите с различными амплитудами

Представим процесс нагружения в критериальных координатах. Для конструкции с частичным охватом с применением материала МР будем иметь следующий набор критериев подобия:

$$1. \quad \bar{d} = \frac{D_{cn.}}{D_{np.}} - \text{относительный диаметр спирали};$$

$$2. \quad \bar{\rho} = \frac{\rho_0}{\rho_{i\delta}} - \text{относительная плотность упругодемпфирующего элемента в свободном состоянии};$$

3.  $\bar{b} = \frac{b}{H}$  - относительная ширина УДЭ;

4.  $\bar{R} = \frac{R}{H}$  - относительный радиус вибратора;

тора;

5.  $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{H}$  - относительный натяг;

6.  $\bar{A}_i = \frac{A}{a_{0i}}$  - относительная амплитуда деформирования ( $i = x, y$ );

7.  $f$  - коэффициент трения;

8.  $\bar{k} = \frac{E \cdot J}{D_{\bar{m}}^5 \cdot \rho_0 \cdot g}$  - относительная жёсткость витка спирали, где  $J = \frac{\pi \cdot D_{i\delta}^4}{64}$ ,

$g$  - ускорение свободного падения, равное  $9,81 \text{ м/с}^2$ ;

9.  $\bar{x} = \frac{x}{a_{0x}}$  - относительная текущая безразмерная деформация УДЭ вдоль оси  $OX$ ,  $a_{0x}$  - «остаточная деформация» (рис.2);

10.  $\bar{y} = \frac{y}{a_{0y}}$  - относительная текущая безразмерная деформация УДЭ вдоль оси  $OY$ ,  $a_{0y}$  - «остаточная деформация» (рис.3);

11.  $\bar{F}_x = \frac{F_{\Sigma X}}{T_x}$  - относительная сила сопротивления вдоль оси  $OX$ ,  $T_x$  - сила трения (см. рис.2.);

12.  $\bar{F}_y = \frac{F_{\Sigma Y}}{T_y}$  - относительная сила сопротивления вдоль оси  $OY$ ,  $T_y$  - сила трения (см. рис.3);

13.  $\bar{X}_0 = \frac{X_0}{\Delta}$  - относительное начальное смещение центра траектории вдоль оси  $OX$ .

14.  $\bar{Y}_0 = \frac{Y_0}{\Delta}$  - относительное начальное смещение центра траектории вдоль оси  $OY$ .

15.  $\theta$  - угол не заполненного упругодемпфирующим элементом участка.

В качестве примера на рис.5 и рис.6 представлены безразмерные петли в проекциях на оси  $OX$  и  $OY$ , вычисленные для следующих критериев подобия:  $\bar{d} = 10$ ,  $\bar{\rho}_0 =$

$0.36$ ,  $\bar{b} = 0.33$ ,  $\bar{R} = 1.66$ ,  $\bar{\Delta} = 0.30$ ,  $\bar{A} = 1.8$ ,  $f = 0.15$ ,  $\bar{k} = 24001$ ,  $\bar{X}_0 = 0$ ,  $\bar{Y}_0 = 0$ ,  $\theta = 30^\circ$ .



Рис.5. Зависимость относительной силы сопротивления демпфера в проекции на ось  $OX$  от амплитуды смещения вибратора в безразмерном виде



Рис.6. Зависимость относительной силы сопротивления демпфера в проекции на ось  $OY$  от амплитуды смещения вибратора в безразмерном виде

Как показывают расчёты, вырез в упругодемпфирующем элементе опоры приводит к разным искажениям полей упругогистерезисных петель в проекциях на координатные оси  $OX$  и  $OY$ .

### Выводы

Расчёты, проведённые по разработанной методике, показали, что при полностью заполненном коаксиальном пространстве опоры упругогистерезисные характеристики в проекциях на оси координат имеют строго эллипсную форму. Если опора по каким-то причинам (например, из-за наличия шпонки,

препятствующей проворачиванию демпфера в опоре) имеет некоторое не заполненное материалом МР пространство, форма гистерезиса изменяется с одновременным сдвигом центра петли по оси силы в сторону не заполненного пространства. Опора при этом приобретает свойство саморазгрузки от веса ротора. Если статической нагрузки на опору нет, центр цапфы смещается в сторону незаполненного пространства; если такая нагрузка есть, то под её действием центр цапфы может возвратиться в геометрический центр опоры. Предложенная методика позволяет расчётным путём подобрать такое сочетание параметров (плотность материала МР, натяг в опоре, угол охвата коаксиального пространства, занятый материалом МР), при котором центр цапфы будет совпадать с центром опоры. Это является важным для обеспечения надёжности и долговечности роторных машин по уровню вибраций и износу уплотнений.

#### Библиографический список

1. Котов, А.С. Исследование количественных характеристик технологии изготовления изделий из материала МР/ А.С. Котов, Ю.К. Пономарев, Ф.В. Паровой // Вестник СГАУ «Проблемы и перспективы развития двигателестроения»: сб. науч. тр. - Самара: СГАУ, 2006.- ч.2.- С. 397-401.

2. Уланов, А.М. Основы проектирования систем виброзащиты с упругими элементами

из материала МР / А.М. Уланов, Ю.К. Пономарев // Известия Самар. Науч. центра РАН, том 10, № 3, июль – сентябрь 2008 г. - с. 853 – 857.

3. Пономарев, Ю.К. Разработка математической модели виброизолятора с шаровым упругодемпфирующим элементом из материала МР / Ю.К. Пономарёв [и др.] // Вестник СГАУ «Проблемы и перспективы развития двигателестроения»: сб. науч. тр. - Самара: СГАУ, 2006.- ч. 1.- С. 392-397.

#### References

1. Kotov A.S. Investigation of quantitative characteristics of the technology of production of MR material/ A.S. Kotov, Y.K. Ponomaryov, F.V. Parovay // SSAU Bulletin. Problems and Perspective of Engine Designing Series. Samara, 2006, Pt.2. 397-401.

2. Ulanov, A.M. Fundamentals of vibration protection systems with elastic elements of the MR material / A.M. Ulanov, Y.K. Ponomaryov // Samara Science Center of RAS Bulletin, volume 10, № 3, July – September 2008. - p. 853 – 857.

3. Ponomaryov, Y.K. Development of mathematical model of vibration-isolator with spherical damping element of the MR material / Y.K. Ponomaryov [and others] // SSAU Bulletin. Problems and Perspective of Engine Designing Series: - Samara: SSAU, 2006.- Pt. 1.- p. 392-397.

### METHODS OF CALCULATING THE LOAD CHARACTERISTICS OF RING DAMPERS OF THE MR MATERIAL WITH PARTIAL COVERAGE OF A BEARING WITH PRECESSIONAL LOADING

©2009 F. V. Parovay<sup>1</sup>, Y. K. Ponomaryov<sup>1</sup>, A. S.Kotov<sup>1</sup>, S. E. Spivak<sup>1</sup>, E. S. Vasyukov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara state aerospace university

<sup>2</sup>Bryansk Engineering Plant

The paper shows the method of calculating elastic and damping characteristics of ring damper made of the MR material with partial coverage of the coaxial space between a support and a cylindrical vibrating bearing. Shown that a precessional loading results in elliptical hysteresis loops at projections on coordinate axes of damper. The magnitude of reactions depends on the geometrical parameters of support, the density of the wired material MR, prior tightness of damper. Found that the volume of a gap in the ring damper deforms the elliptical shape of hysteresis loops and their orientation in the coordinate system of load characteristics.

*Damper, hysteresis, material MR, calculating, damping characteristics*



**Информация об авторах**

**Паровай Федор Васильевич**, кандидат технических наук, доцент, главный инженер отраслевой лаборатории вибрационной прочности и надёжности авиационных изделий Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [parovai@mail.ru](mailto:parovai@mail.ru). Область научных интересов: теория и практика виброзащиты, контактные уплотнения из материала МР, автоматизация производства прессованных проволочных материалов.

**Пономарев Юрий Константинович**, доктор технических наук, профессор, заместитель главного конструктора отраслевой лаборатории вибрационной прочности и надёжности авиационных изделий Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [ponomarev-ssau@yandex.ru](mailto:ponomarev-ssau@yandex.ru). Область научных интересов: теория и практика виброзащиты, математическое моделирование гистерезисных систем, конструкционное демпфирование.

**Котов Антон Сергеевич**, кандидат технических наук, ведущий специалист отраслевой лаборатории вибрационной прочности и надёжности авиационных изделий Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [kotov-ssau@yandex.ru](mailto:kotov-ssau@yandex.ru). Область научных интересов: теория и практика виброзащиты, математическое моделирование гистерезисных систем, конструкционное демпфирование.

**Спивак Сергей Евгеньевич**, аспирант Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [sespivak@yandex.ru](mailto:sespivak@yandex.ru). Область научных интересов: теория гистерезисных систем, автоматизация исследования гистерезиса, конструирование виброзащитных систем на базе материала МР, тросов, лент.

**Васюков Евгений Сергеевич**, технический директор управляющей компании «Брянский машиностроительный завод». E-mail: [post@bmz.032.ru](mailto:post@bmz.032.ru). Область научных интересов – проблема шума и вибрации в транспортном машиностроении.

**Parovay Fedor Vasilievich**, candidat of technical Science, associate professor of Samara State Aerospace University. E-mail: [parovai@mail.ru](mailto:parovai@mail.ru). Area of research: theory and practice of vibroprotection, contact seals made of MR material, automation of production process of pressed wired materials

**Ponomaryov Yuri Konstantinovich**, Doctor of Technical Science, professor of Samara State Aerospace University. E-mail: [ponomarev-ssau@yandex.ru](mailto:ponomarev-ssau@yandex.ru). Area of research: theory and practice of vibroprotection, mathematical modeling of systems with damping, structural damping.

**Kotov Anton Sergeevich**, Ph.D. in Technical Science, Leading Specialist of Research Laboratory of vibration strength and reliability of aviation products, Samara State Aerospace University. E-mail: [kotov-ssau@yandex.ru](mailto:kotov-ssau@yandex.ru). Area of research: theory and practice of vibroprotection, mathematical modeling of systems with damping, structural damping.

**Spivak Sergey Evgenievich**, postgraduate of Samara State Aerospace University. E-mail: [sespivak@yandex.ru](mailto:sespivak@yandex.ru). Area of research: theory of systems with damping, automation of hysteresis research, design of vibration protection systems made of MR material, wire rops and metallic ribbons.

**Vasyukov Evgeniy Sergeevich**, CTO of Bryansk Engineering Plant. E-mail: [post@bmz.032.ru](mailto:post@bmz.032.ru). Area of research: problem of noise and vibration in transport engineering.

ВЕСТНИК  
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО  
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА  
имени академика С. П. КОРОЛЁВА

№ 3 (19)

Часть 1

2009

Корректор **Паровой Ф. В.**  
Компьютерная вёрстка **Паровой Ф. В., Холодкова Г. В.**

*Каталожная цена: 1000 руб.*

---

Формат 60 × 84 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

---

Тираж 200. Заказ 30.

Отпечатано в ООО «ЦСП»  
443110, Самара, ул. Осипенко, 126/4, офис 6

**Правила оформления статей для журнала  
«Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета  
имени академика С. П. Королёва»**

1. Статья представляется в двух экземплярах, распечатанных на лазерном принтере на одной стороне бумаги в режиме качественной печати, а также в электронном виде на отдельном носителе ответственному секретарю редакционной коллегии журнала Прохорову Александру Георгиевичу по адресу: 443086, Самара, Московское шоссе, 34, 212а – 3А, тел.: (846) 267 48 41, электронная почта: [vest@ssau.ru](mailto:vest@ssau.ru).

2. Текст статьи представляется в формате Microsoft Word на дискетах, CD или DVD. Объём статьи - до 10 страниц формата А4. Имя файла определяется по фамилии первого автора: фамилия.doc. Поля - по 2 см с каждой стороны, текст - кегль 12, одинарный междустрочный интервал. Выравнивание: по ширине страницы. Шрифты - Times New Roman, Symbol. Отступ первой строки абзаца - 1 см. Страницы должны быть пронумерованы.

Замена буквы «ё» на букву «е» недопустима. Написание в тексте буквы «ё» является обязательным.

3. Допускается наличие рисунков, формул и таблиц по тексту.

Рисунки могут быть созданы средствами Microsoft Word/Excel или в форматах JPEG, GIF, TIFF, PNG. Подпись к рисунку начинается со слова «Рис.» и номера по порядку, подпись располагается снизу, выравнивание – по центру. Для ссылки по тексту статьи на рисунок 1 следует использовать сокращение: рис. 1.

Для математических выражений и формул следует использовать Microsoft Equation 3.0 и буквы латинского (*Times New Roman, курсив, размер 12*) и греческого (*Symbol, курсив, размер 12*) алфавитов. Формулы, на которые в статье делаются ссылки, следует печатать с новой строки, при этом формулы нумеруются в порядке следования по тексту статьи. Номер формулы и ссылка на неё в тексте обозначается числом в круглых скобках: (1), (2), (3). Длина формулы на строке строго ограничена – до 80 мм (допускается перенос на следующие строки).

Заголовок таблицы начинается со слова «Таблица» и её номера по порядку, заголовок размещается сверху, выравнивание – по левому краю. Для ссылки по тексту статьи на таблицу 1 следует использовать сокращение: табл. 1.

4. Библиографический список оформляется отдельным разделом в конце статьи, при этом литературные источники располагаются в порядке их использования по тексту статьи в виде нумерованного списка, и оформляется в соответствии с действующим ГОСТ.

5. К тексту статьи прилагается направление организации (если авторы не являются сотрудниками СГАУ), рецензия специалиста по научному направлению статьи (не являющегося сотрудником подразделения, где работают авторы), акт экспертизы, информация об авторах для опубликования в журнале. На отдельной странице указываются сведения об авторах для служебного пользования: фамилия, имя, отчество, должность, учёная степень, учёное звание, место работы, служебный и домашний адреса, телефон, электронная почта. Статья должна быть подписана всеми авторами.

6. Статьи, не отвечающие перечисленным требованиям, к рассмотрению не принимаются. Рукописи и сопроводительные документы не возвращаются. Датой поступления рукописи считается день получения редакцией окончательного текста.

7. Плата с аспирантов за публикацию рукописей не взимается.

## Образец оформления

УДК 536.04

### **МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПОЛЕЙ СЛОЖНОЙ ЗАМКНУТОЙ СТРУКТУРЫ НА БОРТУ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ КОСМИЧЕСКОЙ ЛАБОРАТОРИИ**

© 2006 Г. П. Аншаков<sup>1</sup>, В. В. Бирюк<sup>2</sup>, В. В. Васильев<sup>2</sup>, В. В. Никонов<sup>2</sup>, В. В. Салмин<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ФГУП ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс»

<sup>2</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет

(аннотация статьи объёмом 50...150 слов, кегль: 10)

(ключевые слова объёмом 8-12 слов, кегль: 10, начертание: курсив)

(текст статьи)

(библиографический список)

(информация об авторах для опубликования: фамилия, имя, отчество, учёная степень, учёное звание, должность, место работы, электронная почта, область научных интересов - до 10 слов)

### **THERMAL FIELDS SIMULATING OF COMPLEX CLOSED STRUCTURE ABOARD RESEARCH SPACE LABORATORY**

© 2006 G. P. Anshakov<sup>1</sup>, V. V. Biruk<sup>2</sup>, V. V. Vasiliev<sup>2</sup>, V. V. Nikonov<sup>2</sup>, V. V. Salmin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>«Progress» Design Bureau

<sup>2</sup>Samara State Aerospace University

(аннотация статьи - на английском языке)

(ключевые слова - на английском языке)

(библиографический список - на английском языке)

(информация об авторах - на английском языке)