

ISSN 1998-6629

ВЕСТНИК

САМАРСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЁВА
(национального исследовательского университета)

№ 3 (34)
Часть 3

Специальный выпуск, подготовленный по материалам
международного научно-технического форума,
посвященного 100-летию ОАО «КУЗНЕЦОВ»
и 70-летию СГАУ (г. Самара, 5-7 сентября 2012 г).

2012

ВЕСТНИК
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЁВА
(национального исследовательского университета)

№ 3 (34)
Часть 3
2012

Главный редактор
Шахматов Е. В., д.т.н., профессор

Заместители главного редактора
Балакин В. Л., д.т.н., профессор, Прокофьев А. Б., д.т.н., профессор

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

Редакционная коллегия

Астафьев В. И., д.ф.-м.н., профессор	Кузьмичёв В. С., д.т.н., профессор
Балакин В. Л., д.т.н., профессор	Лукачёв С. В., д.т.н., профессор
Богатырёв В. Д., д.э.н., профессор	Меркулова Л. П., д.п.н., профессор
Казанский Н. Л., д.ф.-м.н., профессор	Михеев В. А., д.т.н., профессор
Комаров В. А., д.т.н., профессор	Пиганов М. Н., д.т.н., профессор
Коптев А. Н., д.т.н., профессор	Прохоров С. А., д.т.н., профессор
Фалалеев С. В., д.т.н., профессор	

Председатель редакционного совета
Сойфер В.А., член-корр. РАН

Редакционный совет

Аншаков Г. П., член-корр. РАН	Гречников Ф. В., член-корр. РАН
Барвинок В. А., член-корр. РАН	Кирилин А. Н., д.т.н., профессор
Шорин В. П., академик РАН	

Журнал входит в утверждённый ВАК Минобрнауки РФ Перечень ведущих рецензируемых научных журналов, 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 при финансовой поддержке ОАО «КУЗНЕЦОВ»

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

СОДЕРЖАНИЕ

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

СОЗДАНИЕ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИКИ ТОРЦОВЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ	
<i>С.В. Фалалеев, И.С. Виноградов, В.В. Мидюкин</i>	11
О ВОЗМОЖНЫХ ПРИЧИНАХ ОТКАЗОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	
<i>С.Л. Звонарев, А.И. Зубко</i>	16
РАСЧЁТ ВЛИЯНИЯ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА ХАРАКТЕРИСТИКУ КНД ДВИГАТЕЛЯ РД-33	
<i>М.Б. Абдельвахид, Р.М. Фёдоров, К.С. Федечкин</i>	23
ПРИМЕНЕНИЕ НЕЛИНЕЙНОГО СПЕКТРАЛЬНОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТЕЙ МЕТАЛЛОВ	
<i>Л.С. Бекасов, Ш.Р. Салимов, Н.Р. Салимова</i>	28
ФОРМИРОВАНИЕ НА ФАСОННОЙ ПОВЕРХНОСТИ УРОВНЯ ШЕРОХОВАТОСТИ ОПТИЧЕСКОЙ ЧИСТОТЫ ПУТЁМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СТАНКА С ЧПУ	
<i>С.Р. Абульханов, М.Б. Сазонов</i>	33
ГАБАРИТЫ КОНТРОЛИРУЕМЫХ НА КИМ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КАК ВЛИЯЮЩИЙ ФАКТОР ПОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ИХ КООРДИНАЦИОННО- ПОЗИЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ	
<i>А.О. Чевелева, М.А. Болотов</i>	39
ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ УЛЬТРАЗВУКОВОГО УПРОЧНЕНИЯ ОБРАЗЦОВ ИЗ СПЛАВА ЭИ698 ПО КРИТЕРИЮ СРЕДНЕИНТЕГРАЛЬНЫХ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ	
<i>В.Ф. Павлов, А.П. Филатов, В.К. Шадрин, А.В. Чирков</i>	45
СНИЖЕНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЗОНАНСНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЛОПАТКАХ РАБОЧИХ КОЛЁС В ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ КСД	
<i>А.О. Шкловец, М.Н. Сеньчев, П.Т. Джибилов</i>	50
ВОЗМОЖНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГТУ ЗА СЧЁТ РЕГЕНЕРАЦИИ ТЕПЛА	
<i>В.В. Кулагин, М.А. Соколов</i>	57
ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ТЕОРИИ ИСКУССТВЕННЫХ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ ПРИ ОБОБЩЕНИИ И ПРЕДСТАВЛЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД	
<i>В.А. Григорьев, Д.С. Калабухов, В.М. Радько</i>	67
РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ НАЧАЛЬНОГО ЭТАПА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГТД МЕТОДАМИ САЕ-СИСТЕМЫ «АСТРА»	
<i>В.С. Кузьмичев, И.Н. Крупенич, А.Ю. Ткаченко</i>	75
ОСОБЕННОСТИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРДД НА БАЗЕ ЗАДАННОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА	
<i>В.Н. Рыбаков</i>	83
ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЛИНЕЙКИ ГТД НА БАЗЕ УНИФИЦИРОВАННОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА	
<i>В.Н. Рыбаков</i>	88
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЯ ВАЛОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ИЗ МАТЕРИАЛА МР	
<i>А.М. Жижкин, В.А. Зрелов, В.В. Зрелов</i>	93

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОБЪЁМНОГО И ПЛОСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВУХЭЛЕКТРОДНОЙ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ЯЧЕЙКИ В ПРОГРАММЕ ANSYS <i>М.В. Нехорошев, Н.Д. Проничев, Г.В. Смирнов</i>	98
ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЖРДМТ НА САМОВОСПЛАМЕНЯЮЩИХСЯ КОМПОНЕНТАХ ТОПЛИВА <i>В.Е. Нигодюк, А.В. Сулинов</i>	103
ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС В SIEMENS NX <i>Е.А. Рамзаева</i>	109
3D ВИРТУАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ЛИТЬЯ ДЕТАЛИ «ЗАВИХРИТЕЛЬ II КОНТУРА» ГТД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ <i>Р.А. Вдовин</i>	115
ФОРМИРОВАНИЕ В КАНАЛАХ БЛОЧНОГО КАТАЛИЗАТОРА МИКРОВИХРЕВЫХ ПОТОКОВ ГАЗА С ИНТЕНСИВНОЙ ЗАКРУТКОЙ <i>Ю.А. Кныш, Ю.И. Цыбизов, Д.Н. Дмитриев, А.А. Горикалёв</i>	121
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ CAE/CAD-СИСТЕМ В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЁТА РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ <i>В.В. Бирюк, Д.А. Угланов, С.С. Каюков, А.А. Горикалев, А.А. Вакарчук, А.М. Бурданов</i>	126
ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В РАМКАХ КОНЦЕПЦИИ «БЕРЕЖЛИВОГО ПРОИЗВОДСТВА» <i>В.В. Кокарева, В.Г. Смелов, И.Л. Шитарев</i>	131
О СТРУКТУРНОМ И ОБЪЕКТНОМ ПОДХОДАХ К СОВРЕМЕННОЙ ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ ДЛЯ АЭРОКОСМИЧЕСКОЙ ОТРАСЛИ <i>Н.В. Безменова, М.Е. Проданов</i>	137
О МЕТОДИКЕ ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО КУРСУ «КОНСТРУИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЕЙ» <i>В.А. Борисов, А.М. Жижкин</i>	143
ДИСПЕРСИЯ МАГНИТОАКУСТИЧЕСКИХ ВОЛН В СРЕДАХ С ТЕПЛОВОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТЬЮ <i>Д.И. Завершинский, Н.Е. Молевич, Р.Н. Галимов, В.Г. Макарян</i>	147
ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА ВЛИЯНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ПРИ ИЗГИБЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ <i>О.Ю. Семёнова, В.А. Кирпичёв, Е.А. Денискина</i>	154
ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ ОСТАТОЧНОГО НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ В ОБЛАСТИ НАИМЕНЬШЕГО СЕЧЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЁННОЙ ДЕТАЛИ С КОЛЬЦЕВЫМ НАДРЕЗОМ МЕТОДОМ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ <i>В.П. Сазанов</i>	158
ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ ОСТАТОЧНОГО НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ В ОКРЕСТНОСТИ НАИМЕНЬШЕГО СЕЧЕНИЯ УПРОЧНЁННОЙ ПОЛОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ДЕТАЛИ С КОЛЬЦЕВЫМ НАДРЕЗОМ <i>В.П. Сазанов, Ю.С. Ларионова, С.А. Колычев</i>	162
ОЦЕНКА КРИТИЧЕСКОЙ ГЛУБИНЫ НЕРАСПРОСТРАНЯЮЩЕЙСЯ ТРЕЩИНЫ УСТАЛОСТИ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЁННОЙ ДЕТАЛИ <i>В.А. Кирпичёв, О.Ю. Семёнова</i>	166

СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТОЛЩИНЫ УПРОЧНЁННОГО СЛОЯ ПРИ ОПЕРЕЖАЮЩЕМ ПОВЕРХНОСТНОМ ПЛАСТИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ	
<i>В.С. Вакулюк</i>	172
МОДЕЛЬ ВОЗДУХОДУВКИ РУТСА	
<i>Г.О. Белов, М.А. Ермилов, А.Н. Крючков</i>	177
РАСЧЁТ ОПТИМАЛЬНОЙ РАБОЧЕЙ ЧАСТОТЫ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА С ГОТОВОЙ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЧАСТЬЮ И ЗАДАННОЙ НАГРУЗКОЙ	
<i>Г.В. Воротников, А.Н. Крючков</i>	183
МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА МЕТОДОМ ЧЕТЫРЁХПОЛЮСНИКОВ	
<i>Г.В. Воротников</i>	191
ПОВЫШЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНДИЦИОНИРУЕМОЙ ОДЕЖДЫ	
<i>Н.В. Савченко</i>	200
УПРОЩЁННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЁТА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ	
<i>Е.А. Зиновьев, А.И. Довгялло</i>	206
ФОРМИРОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ОБЪЁМА И МАССЫ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ ТУРБИН СВЕРХМАЛОЙ МОЩНОСТИ	
<i>В.А. Григорьев, Д.С. Калабухов, В.М. Радько</i>	213
ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛОВОЙ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ПОГРЕШНОСТИ	
<i>Е.Ю. Исмаилова</i>	221
О ПРИМЕНЕНИИ ТЕХНОЛОГИИ МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ ДЛЯ РЕМОНТА И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ СИЛУМИНОВ	
<i>М.М. Кристал, И.С. Ясников, П.В. Ивашин, А.В. Полунин</i>	225
ПРОФИЛИ УДАРНЫХ ВОЛН В РЕЛАКСИРУЮЩЕМ ГАЗЕ С ВНЕШНИМ ИСТОЧНИКОМ ЭНЕРГИИ	
<i>Д.А. Анчиков, Р.Н. Галимов, Д.И. Завершинский, В.Г. Макарян, Н.Е. Молевич</i>	229
АНАЛИЗ ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ ГИБРИДНЫХ ПРИВОДОВ АВТОТРАНСПОРТА	
<i>А.Ф. Синяков, А.Г. Гимадиев, В.Н. Илюхин, В.Я. Свербилов</i>	234
АНАЛИЗ ТОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОКАРНО-ФРЕЗЕРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ, ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ВЫСОКОТОЧНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГТД	
<i>А.И. Кондратьев, А.В. Кузнецов, Н.Д. Проничев</i>	240
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ТРУБОПРОВОДА ГТД С ОПОРОЙ ИЗ МР ДЛЯ ОТРАБОТКИ МЕТОДИКИ РАСЧЁТА В СРЕДЕ ANSYS	
<i>А.В. Швецов, Д.С. Лежгин, А.М. Уланов</i>	245
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОВОГО ПОТОКА ОТ МАРШЕВОГО ЖРД НА ПАРАМЕТРЫ УПРАВЛЯЮЩИХ ЖРДМТ В УСЛОВИЯХ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ПЕРСПЕКТИВНОГО РАЗГОННОГО БЛОКА	
<i>Ю.И. Агеенко, Р.Н. Гальперин, Ю.С. Ивашин, В.Е. Нигодюк, В.В. Рыжков, А.В. Сулинов</i>	251
ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ РАДИАЛЬНО-ТОРЦОВОГО КОНТАКТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ОПОРЫ КОМПРЕССОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ	
<i>А.С. Виноградов, Р.Р. Бадьков, И.Д. Шпаков</i>	260

ПРОЕКТИРОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЯ КАК ЭЛЕМЕНТА СИСТЕМ И УЗЛОВ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ	
<i>А.С. Виноградов</i>	265
РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЁТА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ В ТУРБИНЕ ГТД	
<i>П.В. Бондарчук, А.Ю. Тисарев, М.В. Лаврушин</i>	272
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ НА ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА, ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПОЛЯ И ДЕФОРМАЦИИ ДЕТАЛЕЙ ГТД	
<i>А.Ю. Тисарев, Н.М. Василевич</i>	279
ПОДХОДЫ К ФОРМИРОВАНИЮ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН	
<i>Л.С. Шаблий, Г.М. Попов, Д.А. Колмакова</i>	285
СОВМЕСТНЫЙ РАСЧЁТ ГАЗОГЕНЕРАТОРА МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД В ПАКЕТЕ ANSYS CFX	
<i>С.Г. Матвеев, М.Ю. Орлов, С.С. Матвеев, В.С. Зинковский, А. В. Кривцов</i>	293
ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ФОРМИРОВАНИЯ СВОЙСТВ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ	
<i>Ф.В. Гречников, С.Ф. Глуштенко</i>	299

CONTENTS

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

BUILDING A DIAGNOSIS FACE GAS DYNAMIC SEALS <i>S.V. Falaleev, I.S. Vinogradov, V.V. Midyukin</i>	11
CAUSES OF FAILURES OF ROLLING BEARINGS <i>S.L. Zvonarev, A.I. Zubko</i>	16
COMPUTATION OF TIP CLEARANCE EFFECT ON CHARACTERISTIC OF LOW PRESSURE COMPRESSOR OF ENGINE RD-33 <i>M.B. Abdelwahid, R.M. Fedorov, K.S. Fedechkin</i>	23
OF NON-LINEAR SPECTRAL TRANSFORMS TO EVALUATE THE QUALITY OF THE METAL SURFACE <i>L.S. Bekasov, Sh.R. Salimov, N.R. Salimova</i>	28
THE FORMATION OF THE CONTOURED SURFACE ROUGHNESS LEVEL OF OPTICAL PURITY BY USING A CNC MACHINE <i>S.R. Abulkhanov, M.B. Sazonov</i>	33
DIMENSIONS OF CONTROLLED ON CMM FLAT SURFACES AS AN INFLUENCING FACTOR OF THEIR COORDINATE-POSITIONAL PARAMETERS MEASUREMENT ERRORS <i>A.O. Cheveleva, M.A. Bolotov</i>	39
ULTRASONIC HARDENING OF SPECIMENS MADE OF ЭИ698 ALLOY OPTIMAL REGIMES CHOICE USING AVERAGE INTEGRAL RESIDUAL STRESSES CRITERION <i>V.F. Pavlov, A.P. Filatov, V.K. Shadrin, A.V. Chirkov</i>	45
REDUCTION OF VARIABLE RESONANCE STRESSES IN THE LAST STAGE OF MEDIUM PRESSURE COMPRESSOR <i>A.O. Shklovets, M.N. Sen'chev, P.T. Dzhibilov</i>	50
IMPROVING THE EFFICIENCY OF GAS TURBINES BY REGENERATING HEAT <i>V.V. Kulagin, M.A. Sokolov</i>	57
APPLICATION OF THE ARTIFICIAL NEYRAL NETWORKSTHEORY METHODS FOR GENERALIZATION AND REPRESENTATION CHARACHTERISTICS OF AVIATION GAS TURBINE ENGINES AXIAL COMPRESSORS <i>V.A. Grigoriev, D.S. Kalabukhov, V.M. Rad'ko</i>	67
FULFILMENT OF INITIAL DESIGN LEVEL OF GAS TURBINE ENGINE USING THE METHODS OF «ASTRA» CAE SYSTEM <i>V.S. Kuzmichev, I.N. Krupenich, A.Yu. Tkachenko</i>	75
OPTIMIZATION FEATURES OF THE WORKING PROCESS PARAMETERS OF BYPASS ENGINE ON THE BASIS OF GIVEN GAS GENERATOR <i>V.N. Rybakov</i>	83
GAS TURBINE ENGINE DESIGNING ON THE BASIS OF A UNIFIED GAS GENERATOR <i>V.N. Rybakov</i>	88
EXPERIMENTAL RESEARCH OF SHAFT SEALING WITH ELASTIC ELEMENT MADE OF MR MATERIAL <i>A.M. Zhizhkin, V.A. Zrelov, V.V. Zrelov</i>	93
DOUBLE-ELECTRODE ELECTROCHEMICAL CELL VOLUMETRIC AND FLAT SIMULATION USING ANSYS PROGRAM <i>M.V. Nekhoroshev, N.D. Pronichev, G.V. Smirnov</i>	98

WAYS TO IMPROVE THE WORKFLOW OF LIQUID ROCKET THRUSTERS ON HYPERGOLIC PROPELLANTS	
<i>V.E. Nigodjuk, A.V. Sulinov</i>	103
PARAMETRIC MODELING COG WHEELS IN SIEMENS NX	
<i>E.A. Ramzaeva</i>	109
3D VIRTUAL SIMULATION AND CASTING PROCESS OPTIMIZATION OF PART GTE "SWIRLER OF II DUCT" WITH USING COMPUTER TECHNOLOGIES	
<i>R.A. Vdovin</i>	115
FORMATION IN THE CHANNELS OF THE BLOCK CATALYST THE MICRO VORTEX GAS FLOWS WITH INTENSE TWIST	
<i>Y.A. Knysh, Y.I. Zibizov, D.N. Dmitriev, A.A. Gorshkalev</i>	121
MAIN RESULTS OF USE CAE/CAD-SYSTEMS IN THE PROCESS OF DESIGN AND CALCULATION OF THE WORKING PROCESSES IN INTERNAL COMBUSTION ENGINE	
<i>V.V. Biryuk, D.A. Uglanov, S.S. Kayukov, A.A. Gorshkalev, A.A. Vakarchuk, A.M. Burdanov</i>	126
SIMULATION OF MANUFACTURING PROCESSES WITHIN THE CONCEPT OF «LEAN PRODUCTION»	
<i>V.V. Kokareva, V.G. Smelov, I.L. Shitarev</i>	131
ON THE STRUCTURAL AND OBJECT APPROACHES TO MODERN TRAINING FOR THE AEROSPACE INDUSTRY	
<i>N.V. Bezmenova, M.Ye. Prodanov</i>	137
ON A METHOD OF PRACTICAL TRAINING FULFILLMENT FOR COURSE OF STUDIES "DESIGN OF MAIN UNITS AND SYSTEMS OF ENGINE"	
<i>V.A. Borisov, A.M. Zhizhkin</i>	143
DISPERSION OF MAGNETOACOUSTIC WAVES IN MEDIA OF HEAT INSTABILITY	
<i>D.I. Zavershinskii, N.E. Molevich, R.N. Galimov, V.G. Makaryan</i>	147
COEFFICIENT OF RESIDUAL STRESSES INFLUENCE ON CYLINDRICAL PARTS ENDURANCE LIMIT UNDER BENDING ESTIMATION	
<i>O.Yu. Semyonova, V.A. Kirpichev, E.A. Deniskina</i>	154
STUDY OF RESIDUAL STRAINED STATE COMPONENTS DISTRIBUTION IN THE SMALLEST SECTION OF SUPERFICIAL HARDENED PART WITH A CIRCULAR CUT BY FINITE-ELEMENTS MODELING METHOD	
<i>V.P. Sazanov</i>	158
RESIDUAL STRESSES DISTRIBUTION REGULARITIES IN THE SMALLEST SECTION OF HARDENED HOLLOW CYLINDRICAL DETAIL WITH CIRCULAR CUT	
<i>V.P. Sazanov, Y.S. Larionova, S.A. Kolychev</i>	162
SUPERFICIAL HARDENED PART CRITICAL DEPTH OF NON-PROPAGATING FATIGUE CRACK EVALUATION	
<i>V.A. Kirpichev, O.Yu. Semyonova</i>	166
THE DEPENDENCE OF DETAIL FATIGUE RESISTANCE ON THE THICKNESS OF HARDENING LAYER UNDER OUTSTRIPPING SUPERFICIAL PLASTIC DEFORMING	
<i>V.S. Vakuljuk</i>	172
SIMULATING OF ROOTS COMPRESSOR	
<i>G.O. Belov, M.A. Ermilov, A.N. Kryuchkov</i>	177
THE CALCULATION OF OPTIMUM WORKER FREQUENCIES OF THE THERMOACOUSTIC ELECTRIC GENERATOR WITH INCLUDING READY ELECTRODYNAMIC UNIT AND GIVEN LOAD	
<i>G.V. Vorotnikov, A.N. Kruchkov</i>	183

THE MODELING OF THE THERMOACOUSTIC ELECTRIC GENERATOR BY QUADRUPOLE APPROXIMATION APPROACH	
<i>G.V. Vorotnikov</i>	191
INCREASE IN THERMAL EFFICIENCY OF THE CONDITIONED CLOTHING	
<i>N.V. Savchenko</i>	200
A SIMPLIFIED METHOD OF THERMOACOUSTIC ENGINE ANALYSIS	
<i>E.A. Zynovyev, A.I. Dovgyallo</i>	206
VOLUME AND MASS MATHEMATICAL MODELS OF SINGLE-STAGE CENTRIPETAL ULTRALOW POWER TURBINES	
<i>V.A. Grigoriev, D.S. Kalabukhov, V.M. Rad'ko</i>	213
THE STUDY OF THE LAWS OF DISTRIBUTION OF THE ANGULAR ERRORS IN PRODUCTION	
<i>E.Yu. Ismaylova</i>	221
THE APPLICATION OF TECHNOLOGY MICROARC OXIDATION TO REPAIR AND RESTORE CHARACTERISTICS OF PRODUCTS FROM ALUMINUM ALLOY AK9	
<i>M.M. Krishtal, I.S. Yasnikov, P.V. Ivashin, A.V. Polunin</i>	225
SHOCK WAVE PROFILES IN RELAXING GAS WITH EXTERNAL ENERGY SOURCE	
<i>D.A. Anchikov, R.N. Galimov, V.G. Makaryan, N.E. Molevich</i>	229
STATE OF THE ART ANALYSIS IN THE AUTOMOTIVE HYBRID DRIVES	
<i>A.F. Sinyakov, A.G. Gimadiev, V.N. Ilukhin, V.Ya. Sverbilov</i>	234
THE ANALYSIS TOCHNOSTNYKH OF PARAMETERS OF THE TURNING AND MILLING EQUIPMENT CHANGING IN THE OPERATION PROCESSION WHEN MANUFACTURING HIGH-PRECISION GTE	
<i>A.I. Kondratyev, A.V. Kyznetsov, N.D. Pronichev</i>	240
EXPERIMENTAL RESEARCH OF VIBRATIONS OF PIPELINE OF GTD WITH SUPPORT FROM MR FOR WORKING OFF METHOD OF CALCULATION IN ENVIRONMENT OF ANSYS	
<i>A.V. Shvetsov, D.P. Lezhin, A.M. Ulanov</i>	245
RESEARCH OF INFLUENCE OF THE THERMAL STREAM FROM THE MID-FLIGHT LIQUID ROCKET ENGINE ON PARAMETERS OF OPERATING LIQUID ROCKET ENGINES OF SMALL DRAUGHT IN THE CONDITIONS OF PERSPECTIVE RAZGONNOGO'S PROPULSION SYSTEM OF THE BLOCK	
<i>Y.I. Ageenko, R.N. Galperin, Y.S. Ivashin, V.E. Nigodjuk, V.V. Ryzhkov, A.V. Sulinov</i>	251
RESEARCH OF RADIAL FACE CONTACT SEAL TIGHTNESS IN THE SUPPORT OF THE AIRCRAFT ENGINE COMPRESSOR AT VARIOUS OPERATIONAL MODES	
<i>A.S. Vinogradov, R.R. Badykov, I.D. Shpakov</i>	260
SEAL DESIGNING AS ELEMENT OF AIRCRAFT ENGINE SYSTEMS AND ENGINE UNITS	
<i>A.S. Vinogradov</i>	265
DEVELOPMENT OF A CALCULATION METHOD FOR CONTROL SYSTEM OF RADIAL CLEARANCE IN THE TURBINE OF GAS TURBINE ENGINE	
<i>P.V. Bondarchuk, A.Yu. Tisarev, M.V. Lavrushin</i>	272
INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF NON-AXISYMMETRIC ELEMENTS IN SECONDARY AIR SYSTEM ON GAS TURBINE ENGINE FLOW PARAMETERS, THE TEMPERATURE FIELD AND DEFORMATION OF COMPONENTS	
<i>A.Yu. Tisarev, N.M. Vasilevich</i>	279

APPROACHES TO PARAMETRIC MODELS OF BLADE MACHINES FORMATION <i>L.S. Shabliy, G.M. Popov, D.A. Kolmakova</i>	285
COMBINED CALCULATION OF GAS GENERATORS OF SMALL GTE IN PACKAGE ANSYS CFX <i>S.G. Matveev, M.Yu. Orlov, S.S. Matveev, V.S. Zinkovskii, A.V. Krivtsov</i>	293
RESEARCH OF FEATURES OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF FORMATION OF PROPERTIES OF ASSEMBLY UNITS OF AIRCRAFT <i>F.V. Grechnikov, S.F. Tlustenko</i>	299

СОЗДАНИЕ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИКИ ТОРЦОВЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ

© 2012 С. В. Фалалеев, И. С. Виноградов, В. В. Мидюкин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье изложен опыт сервисного обслуживания систем торцовых газодинамических уплотнений, описаны разработанное экспериментальное оборудование и методика эквивалентных испытаний, а также основные подходы к созданию системы их диагностирования.

Торцовое газодинамическое уплотнение, система диагностирования, экспериментальный стенд.

Эксплуатационные параметры стационарных газотурбинных установок зависят от допустимых в них уровней давления, температуры и скоростей вращения, пределы которых часто определяются возможностями используемых уплотнительных узлов. В настоящее время существует тенденция реконструкции наземных установок, предполагающая использование высокотехнологичных узлов, которые существенно снижают затраты на эксплуатацию и повышают их надежность. Одним из наиболее ярких примеров является применение торцовых газодинамических уплотнений (ТГДУ) [1]. При соблюдении правил эксплуатации и своевременного обслуживания такое уплотнение должно работать с малой утечкой без изнашивания пары трения в течение длительного ресурса (до 100 тыс.ч). Инвестиционные затраты при создании ТГДУ превышают затраты по созданию традиционных уплотнительных узлов турбомашин, однако система обеспечения функционирования и контроля параметров требует существенно меньших затрат [2]. Также и эксплуатационные затраты по ТГДУ существенно ниже.

Профилактические работы позволяют значительно увеличить ресурс ТГДУ и минимизировать эксплуатационные затраты, при этом они требуют от персонала высокого уровня теоретической подготовки и практических навыков. Узлы ТГДУ являются продуктом высокоточной технологии, имеют детали с точностью изготовления поверхностей до 1 мкм. Попадание в уплотнение твердых частиц и капельной влаги может ухудшить работоспособность уплотнений и уменьшить срок их службы.

Наиболее целесообразной является организация комплексной системы сервисного обслуживания, позволяющей применять совместно различные подходы техобслуживания к разным узлам оборудования, исходя из специфики их конструкции и условий эксплуатации на основе методики мониторинга и диагностики конкретных узлов изделий.

Предлагаемый подход к сервисному обслуживанию позволяет:

- минимизировать внеплановые остановки (внезапные отказы) ТГДУ при достижении максимально длительного срока его службы;
- оптимизировать структуры капитальных ремонтов систем ТГДУ и, как следствие, минимизировать большие единовременные финансовые затраты;
- обеспечить эффективность ремонтов за счёт послеремонтного обследования;
- увеличить межремонтные интервалы и сроки эксплуатации ТГДУ за счёт проведения монтажных, наладочных, ремонтных работ и модернизации в точном соответствии с техническими условиями и регламентами;
- идентифицировать и устранить повторяющиеся отказы путём анализа состояния систем ТГДУ;
- равномерно и обоснованно производить загрузку ремонтного персонала;
- повысить уровень промышленной безопасности;
- снизить эксплуатационные затраты предприятия.

В ООО «Газпром трансгаз Самара» был реализован комплекс по разработке, произ-

водству и сервисному обслуживанию ТГДУ. В частности, производятся следующие работы:

- мониторинг технического состояния систем ТГДУ во время эксплуатации;
- проведение регламентных работ систем ТГДУ;
- мелкий ремонт систем ТГДУ непосредственно в условиях компрессорной станции;
- проведение оценки состояния нагнетателя природного газа и смежных с ТГДУ узлов, способных оказать влияние на работоспособность ТГДУ;
- ревизия поступивших в ремонт узлов и стоек контроля и управления ТГДУ;
- ремонт узлов и стоек контроля и управления ТГДУ;
- испытания отремонтированных узлов и стоек контроля и управления ТГДУ;
- входной контроль покупных изделий и комплектующих;
- анализ дефектов и установление причин отказа систем ТГДУ;
- оценка остаточного ресурса систем ТГДУ;
- ведение статистики и учёта;
- консультации по внедрению систем ТГДУ;
- обучение сотрудников предприятий особенностям эксплуатации и обслуживания систем ТГДУ.

Для реализации данных работ были созданы:

- ремонтно-технологическая база;
- стенды для статических и динамических испытаний ТГДУ;
- оборудование для контроля покупных изделий и комплектующих;
- оборудование для оценки состояния элементов систем ТГДУ, поступивших в ремонт;
- склад с запасными узлами, запчастями и расходными материалами;
- специализированные инструкции.

Весьма эффективным и необходимым является создание системы диагностирования ТГДУ. В ней должны быть реализованы оригинальные методы, разработанные для выявления дефектов в ТГДУ на ранней стадии их проявления. Система диагностирова-

ния должна в автоматизированном режиме проводить анализ причин выявленных дефектов с выдачей рекомендаций по их устранению.

Внедрение предлагаемой системы сервисного обслуживания несомненно повысит надёжность эксплуатируемых систем ТГДУ, приведёт к увеличению межремонтного ресурса, снижению затрат на ремонт и уменьшит количество остановок ГПА со стравливанием газа. Необходимо отметить, что в настоящее время фирмы «Джон Крейн», «ИглБургманн», «Грейс» создали на территории России свои сервисные центры [3].

От объёма, режимов и длительности испытаний зависит достоверность оценки характеристик и надёжности изделия и, как следствие, технико-экономический эффект от его эксплуатации. Цели экспериментальных исследований ТГДУ заключаются в подтверждении результатов осуществлённых газодинамических и прочностных расчётов, а также оценке принятых решений, касающихся выбора материалов, процессов изготовления, монтажа и эксплуатации узла ТГДУ.

В настоящее время при участии авторов разработаны технология проектирования, изготовления и ремонта ТГДУ и, что особенно важно, методология их доводки на заданные параметры. Создана производственная и экспериментальная база, основывающаяся на оснащении производства специальными станками, лазерной установкой, испытательным оборудованием, позволяющая проводить весь необходимый спектр испытаний создаваемых и ремонтируемых ТГДУ [4]. Основу этой базы составляют динамические стенды СУ-1 и стенд СУ-2 (табл.1).

Стенды позволяют создавать практически любые условия работы ТГДУ, соответствующие реальным условиям их эксплуатации в составе ГПА. В том числе появилась возможность исследовать нестационарные режимы, например режим пуска-останова [5]. На этом режиме происходит контакт и изнашивание уплотнительных поверхностей, следовательно, он во многом определяет ресурс ТГДУ.

Таблица 1. Сравнительные характеристики стендов СУ-1 и СУ-2

Параметры	Стенд СУ-1	Стенд СУ-2
Давление воздуха (азота)	120 атм	120 атм
Частота вращения ротора	До 15 000 об/мин	До 9 000 об/мин
Диаметр вала	50...200 мм	50...200 мм
Диаметр корпуса	150...350 мм	150...350 мм
Количество испытуемых узлов	1	2
Управление стендом и сбор данных	Вручную	Полная автоматизация цикла испытаний
Длительность непрерывных испытаний	1 час	24 часа и более
Дополнительные возможности	Моделирование переко-сов вала	1. Замеры крутящего момента 2. Замеры температуры 3. Моделирование нестационарных процессов

В соответствии с принятой концепцией унификации [6] спроектированы несколько базовых испытательных головок, каждую из которых за счёт использования переходных втулок можно будет использовать для испытаний ТГДУ, имеющих близкие диаметральные размеры.

Создание методики испытаний ТГДУ требует создания методики моделирования на динамическом стенде условий, максимально приближенных к условиям эксплуатации в составе энергетической установки

[7]. При имитации на динамическом стенде условий эксплуатации ТГДУ имеется возможность варьирования следующих определяющих параметров: давление уплотняемого газа P_2 , частота вращения ротора ω , время работы на режиме t , величина торцового биения втулки δ , температура уплотняемого газа T .

В табл.2 приведены предлагаемые нами способы моделирования характеристик ТГДУ за счёт изменения определяющих параметров.

Таблица 2. Способы моделирования характеристик ТГДУ

Исследуемые явления	Возможные способы моделирования характеристик
Газодинамические характеристики уплотнения	Использование критериального комплекса $\mu^2 \omega^3$
Тепловое состояние пары трения, температурные деформации колец пары трения	За счёт подбора определяющих параметров: ω , T , α
Силовые деформации колец пары трения	Создание рабочего значения P_2
Динамическое состояние уплотнения	Моделированием осевых вибраций за счёт создания торцового биения δ
Ресурсные показатели (время работы, пуски-остановы).	Воспроизведение числа пусков-остановов, подбор циклограммы работы, воссоздание времени работы t с моделированием эксплуатационных нагрузок

Способы моделирования были установлены с использованием апробированной математической модели ТГДУ [2].

Решение задачи повышения надёжности и снижения затрат на эксплуатацию ГПА требует создания научно обоснованных методов и средств оценки ресурса систем ТГДУ в условиях эксплуатации, при плановых ремонтах и при решении вопроса о продлении ресурса уплотнений.

В настоящее время специалистами ООО «Газпром трансгаз Самара» совместно с учёными СГАУ начата разработка методики диагностирования и оценки ресурса системы ТГДУ. Её внедрение позволит оптимизировать регламентные работы, снизить затраты на техническое обслуживание и ремонт. Комплекс диагностирования системы ТГДУ предусматривает минимально необходимую совокупность методов и технических средств оценки состояния ТГДУ при проверке на испытательном стенде и в условиях эксплуатации. В результате проведения предлагаемых работ межремонтный ресурс уплотнений поднимется с 12000 до 25000 ч, что позволит выйти на уровень зарубежных аналогов.

Планируемые результаты разработки:

- перечень допустимых величин типовых повреждений деталей ТГДУ, обеспечивающий заданный ресурс и требуемые характеристики узла ТГДУ;
- результаты теоретических и экспериментальных исследований ТГДУ при наличии типовых повреждений рабочих поверхностей (сколов, царапин и т.п.);
- апробированная методология оценки остаточного ресурса ТГДУ при плановых ремонтах и в процессе эксплуатации;
- компьютерная система оценки ресурса ТГДУ.

Внедрение её позволит: сформулировать обоснованные требования к поставщикам и сервисному обслуживанию ТГДУ; обеспечить снижение эксплуатационных затрат за счёт уменьшения требуемого количества ремонтов ГДУ; уменьшить количество остановок ГПА со стравливанием газа; снизить безвозвратные потери газа.

Многолетний опыт эксплуатации ТГДУ в ООО «Газпром трансгаз Самара» как им-

портного, так и собственного производства показал, что использование дорогостоящих уплотнений с газовой смазкой, требующих высоких технологий, даёт значительный экономический эффект в эксплуатации при соблюдении правил эксплуатации и ремонта. Уплотнительные узлы на основе ТГДУ дороже традиционных, однако существенно снижаются эксплуатационные затраты и они быстро окупаются.

Библиографический список

1. Фалалеев, С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: основы теории и проектирования [Текст] / С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев. - М.: Изд-во МАИ, 1998. - 278с.
2. Повышение эксплуатационной надёжности ГПА развитием конверсированных авиационных технологий [Текст] / С.Д. Медведев, С.В. Фалалеев, Д.К. Новиков [и др.]. - Самара: Самарский научный центр РАН, «АСТ», 2008. - 371с.
3. Гритцнер, Э. ООО «Игл Бургманн» - комплексный подход к сервису уплотнительной техники [Текст] / Э. Гритцнер, С.В. Березин // Разработка, производство и эксплуатация турбо-, электронасосных агрегатов и систем на их основе: труды V междунар. науч.-техн. конф. «СИНТ'09». - Воронеж: Научная книга, 2009. - С.148-152.
4. Создание экспериментальной базы для испытаний торцовых газодинамических уплотнений [Текст] / С.Д. Медведев, В.В. Седов, С.В. Фалалеев [и др.] // Мега Паскаль. - М.: Газпром, 2008. - № 3. - С.14-16.
5. Экспериментальные исследования ТГДУ [Текст] / С.В. Фалалеев, В.Б. Балякин, Д.К. Новиков [и др.] // Изв. СНЦ РАН. - 2011. - Т.13. - №4. - С.209-212.
6. Фалалеев, С.В. Унификация конструкции газодинамических уплотнений [Текст] / С.В. Фалалеев, В.В. Седов, В.В. Мидюкин // Вестн. СГАУ. - 2011. - №3 (27). - Ч.3. - С.11-15.
7. Фалалеев, С.В. Разработка методики эквивалентных испытаний торцовых газодинамических уплотнений [Текст] / С.В. Фалалеев, С.Д. Медведев // Изв. Самар. науч. центра Российской академии наук. - Самара: СНЦ РАН, 2008. - Т.10. - №3. - С. 844-848.

BUILDING A DIAGNOSIS FACE GAS DYNAMIC SEALS

© 2012 S. V. Falaleev, I. S. Vinogradov, V. V. Midyukin

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The article describes the experience of service systems socket gas dynamic seals are described designed experimental equipment and method of equivalent tests, as well as the main approaches to the creation of their diagnosis.

Mechanical gas-dynamic seal, system diagnostics, experimental stand.

Информация об авторах

Фалалеев Сергей Викторинович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kipdla@ssau.ru. Область научных интересов: моделирование многодисциплинарных процессов в конструкции авиационных двигателей, уплотнения с газовой и жидкостной смазкой.

Виноградов Илья Сергеевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kipdla@ssau.ru. Область научных интересов: уплотнения с газовой смазкой.

Мидюкин Виктор Вениаминович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kipdla@ssau.ru. Область научных интересов: уплотнения с газовой смазкой.

Falaleev Sergei Viktorovich, doctor of technical sciences, professor, Head of the department of construction and design of aircraft engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: kipdla@ssau.ru. Area of research: Multidisciplinary modeling of processes in the design of aircraft engines, seal on the gas and liquid lubricant.

Vinogradov Ilya Sergeevich, Postgraduate, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: kipdla@ssau.ru. Area of research: Sealing gas lubrication.

Midyukin Viktor Veniaminovich, Postgraduate, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: kipdla@ssau.ru. Area of research: Sealing gas lubrication.

УДК 621.822+621.431.75

О ВОЗМОЖНЫХ ПРИЧИНАХ ОТКАЗОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

© 2012 С. Л. Звонарев¹, А. И. Зубко²

¹Московский авиационный институт (государственный технический университет)

²Научно-технический центр имени А. Люльки ОАО «Сатурн», г. Москва

Рассматриваются вопросы возникновения отказов подшипников опор газотурбинных двигателей. Приводятся результаты экспериментальных исследований собственной частоты свободного сепаратора подшипника.

Газотурбинные двигатели, подшипники качения, резонанс сепаратора.

В двухконтурных газотурбинных двигателях подшипники опор роторов относятся к наиболее нагруженным деталям.

В конструкцию подшипников качения входит наружное и внутреннее кольца, по беговым дорожкам которых перекатываются тела качения, ролики или шарики, и сепаратор. Сепаратор обеспечивает сохранение направления движения телами качения и их межосевое расстояние. Детали подшипников качения воспринимают большие нагрузки от массовых динамических, колебательных сил роторов. Характер прикладываемой нагрузки ко всем деталям различен, но общий срок службы подшипника зависит от работоспособности каждой из них. При ухудшении работоспособности одной из деталей происходит ухудшение качества работы подшипника в целом. Например, при образовании усталостных повреждений на одной или двух беговых дорожках тела качения испытывают повышенные ударные нагрузки, которые, в свою очередь, передаются на сепаратор. А сепаратор испытывает ударные нагрузки от тел качения, так как не все из них одновременно находятся в контакте между двумя беговыми дорожками и воспринимают и передают нагрузку от ротора или роторов. Как правило, в контакте с двумя беговыми дорожками находится от одного до четырёх тел качения, в то время как остальные выбирают рабочий зазор и контактируют только с одной беговой дорожкой. Когда каждый ролик или шарик находится в контакте с двумя беговыми дорожками – он перемещает сепаратор. При контакте роликов лишь с одной беговой дорожкой – сепаратор перемещает их. Соответственно при каждом обороте сепаратора изменяется на противоположное направление приложения сил к каждому его гнезду, и так как имеются рабочие зазоры,

происходит ударное взаимодействие тел качения с перемычкой сепаратора. За один оборот сепаратора каждая перемычка испытывает два противоположных динамических ударных воздействия. При каждом обороте каждый шарик или ролик перемещается при входе в зону передачи нагрузки от ротора к статору – в одну сторону, а при выходе из этой зоны – в другую.

При работе роликового подшипника имеет место несинхронное, неравномерное (колебательное) движение сепаратора и несинхронное вращение вокруг своей оси роликов. Несинхронное движение сепаратора и роликов приводит к возникновению между ними ударного взаимодействия, приводящего к увеличению ударных нагрузок между ними. С увеличением частоты вращения подшипника величина ударных нагрузок растёт.

Таким образом, при входе ролика в нагруженную зону происходит увеличение его скорости, а затем выбирается зазор между роликом и перемычкой и наружная поверхность ролика, имеющая максимальную окружную скорость, совершает удар о перемычку сепаратора. В момент удара происходит выдавливание слоя масла из зоны контакта роликов и сепаратора. Совместное воздействие на перемычку сепаратора ударных нагрузок и сил трения при превышении предела прочности материала приводит к разрушению перемычек сепаратора и отказу подшипника в целом.

По результатам анализа статистических данных по отказам эксплуатируемых двигателей наименее надёжными элементами конструкции считаются межроторные подшипники (МРП), воспринимающие статические и динамические нагрузки от двух роторов. Отказы межроторного подшипника существ-

венно снижают безопасность полётов самолётов, в двигателях которых используется схема с МРП.

При эксплуатации отказы МРП проявлялись в двух формах:

- постепенное (в течение нескольких часов) увеличение вибрации на всех режимах двигателя на величину до 70 мм/с и более;
- резкое увеличение вибрации выше допустимых пределов в течение нескольких минут.

Причины различной скорости процесса перехода подшипника в неисправное состояние лежат в его конструкции и различном характере проявлений отказов отдельных деталей.

При первом варианте перехода подшипника в неисправное состояние превышение допустимых нагрузок на подшипник приводит к образованию на беговых дорожках наружного и внутреннего колец питинговой коррозии, вызывающей точечные сколы, площадь которых с течением времени увеличивается. Вследствие дополнительного воздействия динамической составляющей нагрузки на подшипник от ротора, из-за неравномерного движения ролика по неровностям, постепенно повреждения захватывают всю поверхность беговых дорожек.

Аналогично развивается и процесс повышенного износа колец подшипника при дисбалансе роторов, превышающем допустимое значение. Происходит ускоренная выработка материала беговых дорожек в секторе воздействия периодической нагрузки деталей подшипника силой дисбаланса.

В этих случаях развитие отказа происходит с нарастающими по мере развития дефектов темпами, но время от его начала до полной потери работоспособности подшипника измеряется, как минимум, часами.

При втором (быстром) варианте перехода подшипника в неисправное состояние из-за недостаточного охлаждения сепаратора происходит уменьшение рабочих зазоров между сепаратором и кольцом. При этом сила трения скольжения из-за увеличения силы давления по причине температурного расширения деталей растёт, что влечёт за собой дальнейший рост температуры сепаратора в зоне контакта с кольцом. Пропорционально увеличивающейся температуре происходит

увеличение размеров деталей, что приводит к затяжелению вращения сепаратора, и для его перемещения ролики теперь должны преодолевать возросшую нагрузку. Увеличившаяся сила сопротивления сепаратора приводит к ещё большему увеличению сил трения между роликами и сепаратором и дополнительному выделению тепла в зоне их контакта. Когда напряжения от сил, приложенных роликами, превысят предел прочности материала перемычек сепаратора, то произойдёт разрушение хотя бы одной из них. Это приведёт к прекращению сохранения направления движения ролика сепаратором. Потерявший механические связи ролик, вследствие приложения к нему равнодействующей всех сил позади центра тяжести неустойчив и стремится изменить направление движения, что приводит к пересечению его траектории движения с буртиками беговых дорожек и заклиниванию ролика. Набегающие на заклинивший последующие ролики увеличивают размеры повреждений. Завершающая стадия процесса носит лавинообразный и быстротечный характер. При отказе сепаратора подшипник выходит из строя в течение нескольких минут.

Одной из причин, приводящей или дополнительно влияющей на работоспособность сепаратора и приводящей к развитию повреждения подшипника по вышеизложенному сценарию, может быть наличие резонанса сепаратора в рабочем диапазоне частот вращения роторов двигателя.

В процессе работы сепаратора имеет место неравномерное (колебательное) вращение сепаратора вокруг оси подшипника с частотой колебаний, равной произведению частоты вращения на количество тел качения.

Исследованиями влияния ударного воздействия тел качения на динамику сепаратора установлено, что при воздействии гармонически изменяющейся возмущающей силы упругий сепаратор, без учёта упругости других деталей подшипника качения, только тогда будет работать без резонанса, когда жёсткость сепаратора будет удовлетворять неравенству:

$$C\varphi < J_c \omega^2 / 2,$$

где $C\varphi$ - жёсткость сепаратора, J_c - момент инерции сепаратора, ω - круговая частота

возмущающей силы, равная произведению частоты вращения сепаратора на количество тел качения.

Выразив $C\phi$ через податливость сепаратора, получим момент инерции сепаратора

$$\pi \cdot G(d_n^4 - d_o^4) < 2lm(d_n^2 - d_o^2) \omega_c^2 z^2,$$

где G - модуль Юнга; d_n, d_o, l, m, ω_c - соответственно наружный и внутренний диаметры, длина, масса и частота вращения сепаратора; z - количество тел качения подшипников [2].

Для подшипника 5-272822P5У подставим значения его параметров и выполним вычисления:

$$4.93 \cdot 10^9 > 1.25 \cdot 10^7.$$

Неравенство выполняется и, следовательно, в рабочем диапазоне частот имеется точка совпадения частот вращения ротора высокого давления двигателя с одной из собственных частот сепаратора.

Работа сепаратора подшипника качения в резонансном режиме недопустима. При работе сепаратора в режиме резонанса значительно ухудшаются условия работы всех деталей подшипников качения, что существенно снижает их долговечность, а в отдельных случаях приводит к усталостным разрушениям сепаратора и тел качения, приводящим к тяжёлым последствиям.

Работа подшипника на резонансных режимах связана с неоптимальным выбором наружного и внутреннего диаметров сепаратора, его массы, частоты вращения, модуля сдвига материала, из которого изготовлен сепаратор, и количеством тел качения.

В ходе проведённого расчётного определения собственных частот сепаратора были выявлены значения, представленные в табл. 1.

Таблица 1. Расчётные значения собственных частот сепаратора подшипника 5-272822P5У

Первая собственная частота	Вторая собственная частота	Третья собственная частота
459 Гц	830 Гц	1293 Гц

Результаты проведённого экспериментального определения собственных частот сепаратора с помощью анализатора спектра

вибраций ударным методом возбуждения представлены в табл. 2.

Таблица 2. Измеренные значения собственных частот сепараторов подшипников

№ п/п	Номер подшипника	Измеренная первая собственная частота, Гц	Примечания
1	5-272822P2У	413	МРП с повреждениями
2	5-272822P2У	414	МРП с повреждениями
3	5-272822P2У	417	МРП
4	4-1126919Р	469	Межвальный подшипник

Необходимо дополнительно учесть, что при работе в составе подшипника собственные частоты сепаратора будут отличаться от измеренных в свободном состоянии. При увеличении частоты вращения ротора они будут расти, «заделка» сепаратора и масляный клин между деталями может уменьшать или увеличивать их.

Анализируя результаты экспериментов, приведённые в таблице, можно сделать вывод, что подшипники МРП могут проходить резонансный режим сепаратора в рабочем диапазоне частот вращения РВД по второй гармонике. Данный вывод следует из того, что на режимах работы двигателя, близких к максимальным, значение удвоенной частоты вращения ротора высокого давления будет совпадать с собственной частотой сепаратора.

Так как резонанс сепаратора проходит не по первой гармонике, то его прохождение более мягкое и соответственно повреждения, получаемые деталями подшипников, меньшие. При этом необходимо заметить, что высокую амплитуду второй гармоники в рабочем диапазоне частот вращения роторов имеют только лишь отдельные двигатели. Наличие в спектре вибраций второй гармоники роторной частоты и её амплитуда зависят от качества изготовления роторов, отсутствия их перекосов, повышенных люфтов.

Измеренные значения собственных частот сепараторов различных МРП имеют определённый разброс и не всегда могут пересекать рабочий диапазон частот вращения роторов. Поэтому наличие резонансных яв-

лений сепаратора МРП испытывают не все двигатели.

Межроторные подшипники, установленные на двигатель в процессе его изготовления и не имевшие склонности к проявлению резонанса сепаратора, по мере выработки ресурса и изменения амплитудно-частотных характеристик ГТД и сепаратора могут его приобрести.

Данное явление возможного возникновения резонанса сепаратора необходимо рассматривать не как самостоятельную причину, а как один из факторов, влияющих на ресурс подшипника.

Для того, чтобы подшипник вышел из строя, необходимо одновременное совпадение нескольких воздействий, влияющих на работоспособность подшипника. Например, колебаний роторов под действием дисбаланса и внешних возмущающих сил, некачественного изготовления или повреждения на беговых дорожках и телах качения, повышенных зазоров между ними.

Этим можно объяснить причину появления повреждений межроторного подшипника на незначительном, в процентном отношении от всего имеющегося парка, количестве двигателей. В итоге вероятность появления и совпадения нескольких факторов незначительна, но она увеличивается по мере увеличения наработки конкретного двигателя, так как величина поврежденности деталей растёт.

Вышеизложенный подход также объясняет самовосстановление повреждённых деталей, прикату дефектов, ранее полученных деталями подшипника при изменении условий эксплуатации, нагрузок или факторов, влияющих на изменение резонансно-частотных характеристик двигателя.

В реальных условиях эксплуатации подшипников в опорах ГТД проявляются различные причины отказа МРП. Доминирование одной или другой из них зависит от комплексного проявления внешних условий: приложенных нагрузок, охлаждения узла МРП, обеспечения условий его работоспособности.

В качестве примера реального развития неисправности можно привести отказ межроторного подшипника, отбракованного при

ремонте наземной установки газоперекачивающей станции (рис. 1, 2).

На беговых дорожках наружного и внутреннего колец изображённого на фотографиях подшипника имеются многочисленные прикатанные повреждения рабочих поверхностей. Сепаратор имеет надиры на поверхности, соприкасающейся с соответствующей поверхностью наружного кольца. На перемычках сепаратора, со стороны приложения силы роликов к перемычкам, имеются следы перегрева и даже оплавления в зонах контакта с роликами. Две перемычки надломлены (на фотографии удалены) и с изгибом смещены в сторону вращения, что свидетельствует о стремлении роликов переместить затяжелённый сепаратор.



Рис. 1. Сепаратор межроторного подшипника



Рис. 2. Внутреннее кольцо межроторного подшипника

Из приведённых рисунков следует, что при наличии большого количества повреждений тел качения и беговых дорожек подшипник продолжал работать, даже прикатывая дефектные участки поверхности беговых дорожек и тел качения, а его отказ произошёл из-за нарушения работоспособности сепаратора.

При рассмотрении под микроскопом мест излома на двух удалённых перемычках сепаратора (рис. 3) можно отметить, что деформация материала была пластической. Это свидетельствует о том, что разрушение произошло при однократной нагрузке на перемычки сепаратора, превышающей предел прочности материала. Следы усталостного разрушения, при котором нагружающие силы приближаются к пределу текучести материала, на данных образцах отсутствуют.



Рис. 3. Повреждённая перемычка сепаратора МРП (обратная сторона)

На сторонах перемычек, соприкасающихся с роликами со стороны приложения силы роликов к сепаратору, видны следы пригара масла, раковины в материале и даже незначительные оплавления на отдельных участках (рис. 4). Противоположные стороны перемычек, находящиеся в контакте с роликами, имеют следы выработки более мягкого материала сепаратора.

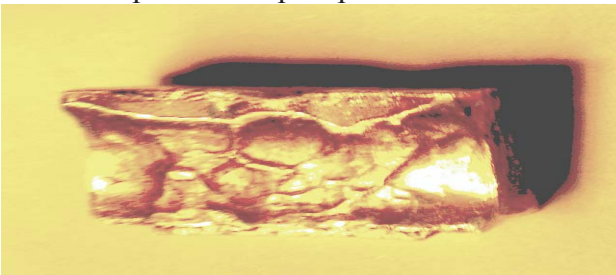


Рис. 4. Повреждённая перемычка сепаратора МРП

При появлении раковин на беговых дорожках из-за уменьшения площади контакта между поверхностями роликов и беговых

дорожек коэффициент трения качения уменьшается. Вследствие его уменьшения появляется проскальзывание роликов с переходом в граничное трение и, следовательно, увеличивается температура взаимодействующих деталей. В итоге общая температура подшипникового узла растёт, что может являться диагностическим признаком неисправного (или исправного) состояния деталей подшипника.

На рис. 5 показан сепаратор межроторного подшипника отказавшего двигателя. Пригар и коксование масла привели к полному заклиниванию большинства роликов в сепараторе, что свидетельствует о температуре в данной зоне, превышающей рабочую температуру масла. На обечайке сепаратора две трещины усталостного происхождения. Они начинаются в зоне выборок металла, являющихся концентратором механических напряжений. Они могли появиться при возникновении резонансных колебаний сепаратора с высокой амплитудой.



Рис. 5. Сепаратор отказавшего в полёте МРП

При дальнейшем развитии этих трещин возможно полное повреждение сепаратора и отказ подшипника.

В данном примере критическим оказалось увеличение температуры между телами качения (роликами) и сепаратором, приведшее к превышению рабочей температуры масла, его коксованию и к заклиниванию роликов и подшипника в целом. Если бы закоксованное масло не выступило в роли цементирующего состава, посредством которого ролики и сепаратор превратились в единое целое, трещины сепаратора продолжили бы прогрессировать и подшипник был бы повреждён.

На рис. 6 сфотографирован сепаратор подшипника. Сепаратор не имеет повреждений, но следы износа его поверхностного

покрытия неравномерны, что может свидетельствовать о имевших место резонансных колебаниях сепаратора с высокой амплитудой. Их следствием становится дополнительное увеличение сил трения между сепаратором и кольцами, приводящее к значительному увеличению необходимых сил для перемещения сепаратора. В данном случае величина этих сил меньше разрушающей и подшипник будет работать, пока не появится дополнительный фактор, который приведёт к отказу сепаратора и подшипника в целом.



Рис. 6. Сепаратор МРП со следами неравномерного износа

Данное предположение также подтверждается результатами расчёта форм колебаний сепаратора, представленными на рис. 7.

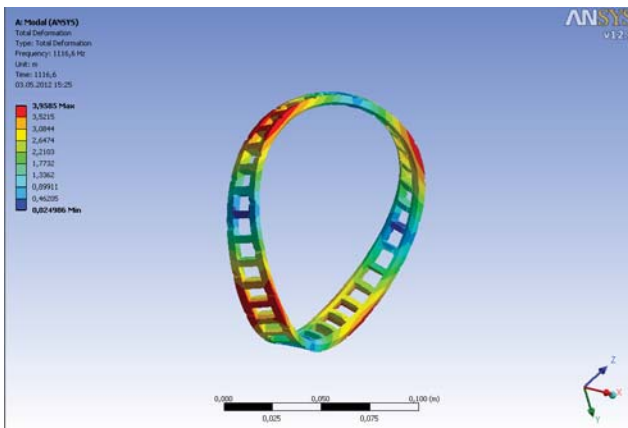


Рис. 7. Полученная в результате расчёта одна из форм колебаний сепаратора МР

Несмотря на различные тела качения (ролики и шарики) отказавших подшипников, во внешних проявлениях и диагностических признаках нарушения работоспособности деталей много общего. На стенде испытаний подшипников качения проводились исследования работоспособности шарикоподшипника. При частоте вращения 354 об/с, увеличении осевых усилий до 3000 кг и уменьшении расхода масла в 2,5 раза амплитуда вибрации на роторной частоте возросла в 12 раз. При этом появился акустический

шум, а затем стенд выключился из-за срабатывания его защиты от перегрузки.

При разборке и дефектации экспериментального подшипника (рис. 8) наблюдался равномерный износ наружной поверхности сепаратора и внутренней поверхности наружного кольца в зоне контакта с сепаратором. Визуально износ шариков и беговых дорожек не отмечался. Таким образом, причиной остановки стенда стало заклинивание сепаратора подшипника из-за превышения допустимых нагрузок и недостаточности его охлаждения маслом.



Рис. 8. Сепаратор экспериментального шарикоподшипника

Приведённые примеры показывают, что при выходе из строя сепаратора дальнейшая работа подшипника невозможна. Следовательно сепаратор является самой критичной, с точки зрения работоспособности, деталью подшипника качения.

Предполагаемой причиной быстротечных отказов подшипников (в том числе и МРП) является разрушение сепаратора, происходящее из-за одновременного совпадения нескольких повреждающих подшипник факторов.

Для уменьшения вероятности отказа узла МРП необходимо исключить воздействие одного из важных повреждающих подшипник факторов – резонанс сепаратора. Для этого при проектировании и изготовлении узлов подшипниковых опор двигателей необходимо проверять отсутствие совпаде-

ний резонансно-частотных характеристик ГТД и используемых подшипников.

Библиографический список

1. Колотников, М.Е. Динамика роторов двухвальных турбореактивных двигателей. Проблемы межроторного подшипника [Текст] / М.Е. Колотников, Ю.Б. Назаренко //

Научно технический конгресс по двигателестроению: Сб. тезисов. - М., 2008. - С.112.

2. Комаров, В.М. Влияние колебаний массивного сепаратора на надёжность подшипников качения [Текст] / В.М. Комаров // Контроль. Диагностика. - 2012. - №3.

CAUSES OF FAILURES OF ROLLING BEARINGS

© 2012 S. L. Zvonarev¹, A. I. Zubko²

¹Moscow Aviation Institute (State Technical University)

²Science and Technology Center named after A. Lyulka of NPO Saturn

Causes of failures of rolling bearings and their diagnosis with the use of "separator" of the frequency spectrum of vibrations.

Gas turbine engines, bearings.

Информация об авторах

Звонарев Сергей Львович, доктор технических наук, профессор, Московский авиационный институт (государственный технический университет). E-mail: zvonarev@umail.ru. Область научных интересов: вибродиагностика газотурбинных двигателей.

Зубко Алексей Игоревич, инженер-конструктор, «Научно-технический центр имени А. Люльки» Научно-производственного объединения «Сатурн». E-mail: Zbk2@yandex.ru. Область научных интересов: вибродиагностика газотурбинных двигателей.

Zvonarev Sergey Lvovich, Doctor of Engineering Science, senior researcher, professor of Moscow Aviation Institute (State Technical University). E-mail: zvonarev@umail.ru. Area of research: vibration diagnostics of gas turbine engines.

Zubko Aleks Igorevich, design engineer, "Science and Technology Center named after A. Lyulki". E-mail: Zbk2@yandex.ru. Area of research: vibration diagnostics of gas turbine engines.

РАСЧЁТ ВЛИЯНИЯ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА ХАРАКТЕРИСТИКУ КНД ДВИГАТЕЛЯ РД-33

© 2012 М. Б. Абдельвахид, Р. М. Фёдоров, К. С. Федечкин

Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина,
г. Воронеж

Рассматривается изменение характеристики компрессора, изменение запаса его устойчивости и расхода воздуха при работе в системе двигателя в результате увеличения радиального зазора. Исследование проведено с использованием метода расчёта трёхмерного течения воздуха в компрессоре, реализованного в программном продукте NUMECA Fine/Turbo.

Компрессор, степень повышения давления, коэффициент полезного действия (КПД), частота вращения, расход воздуха, радиальный зазор, запас устойчивости.

В работе проводится численное исследование изменения характеристики компрессора низкого давления (КНД) двигателя РД-33 в результате увеличения радиального зазора. Данный КНД является осевым четырёхступенчатым нерегулируемым компрессором.

Работа была выполнена с применением современных методов расчёта трёхмерного течения воздуха в компрессоре, основанного на численном решении уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу, реализованного в коммерческом программном продукте NUMECA Fine/Turbo.

На рис. 1 показана геометрическая модель проточной части КНД, в табл. 1 представлены некоторые основные данные КНД.

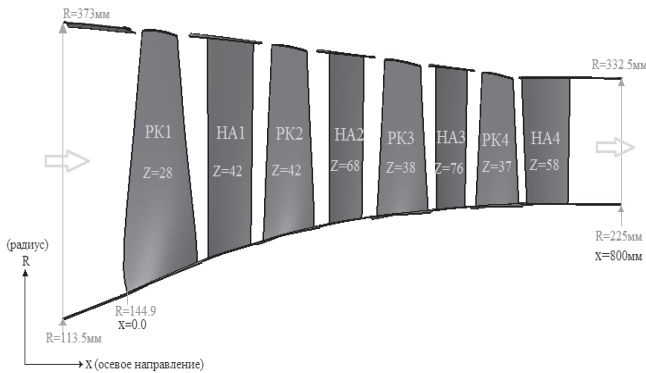


Рис. 1. Геометрическая модель проточной части КНД

На рис. 2 показано сравнение результатов расчёта (при радиальном зазоре $\Delta r = 0,5$ мм) с экспериментальными данными. Как видно, наблюдается удовлетворительная сходимость результатов расчёта с экспериментом. Таким образом, полученные далее результаты расчёта при различных величинах радиального зазора (при их сравнении

друг с другом) можно считать достоверными.

Таблица 1. Основные данные КНД

Степень повышения давления, π_k^*	3.3
Расход воздуха, $G_{в.пр}$	78 кг/с
Коэффициент полезного действия, (КПД) η_k^*	0.83
Относительный диаметр втулки	0.435
Частота вращения ($n_{пр} = 100\%$)	11000 об/мин
Окружная скорость конца рабочей лопатки первой ступени	425 м/с

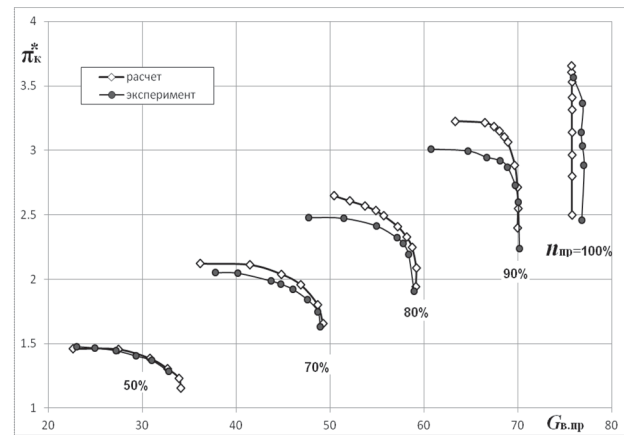


Рис. 2. Сравнение расчётных характеристик КНД с экспериментальными данными

Для исследования влияния изменения радиального зазора на характеристики данного КНД были проведены расчёты (кроме расчёта при радиальном зазоре $\Delta r = 0,5$ мм) ещё для двух значений радиального зазора $\Delta r = 1,0$ и $1,5$ мм. Результаты всех расчётов представлены на рис. 3, а и б. Как видно, расчёты показали, что увеличение зазора оказывает негативное влияние на π_k^* и КПД компрессора. Этот факт был установлен также в ряде других расчётных и экспериментальных работ [1, 2, 3].

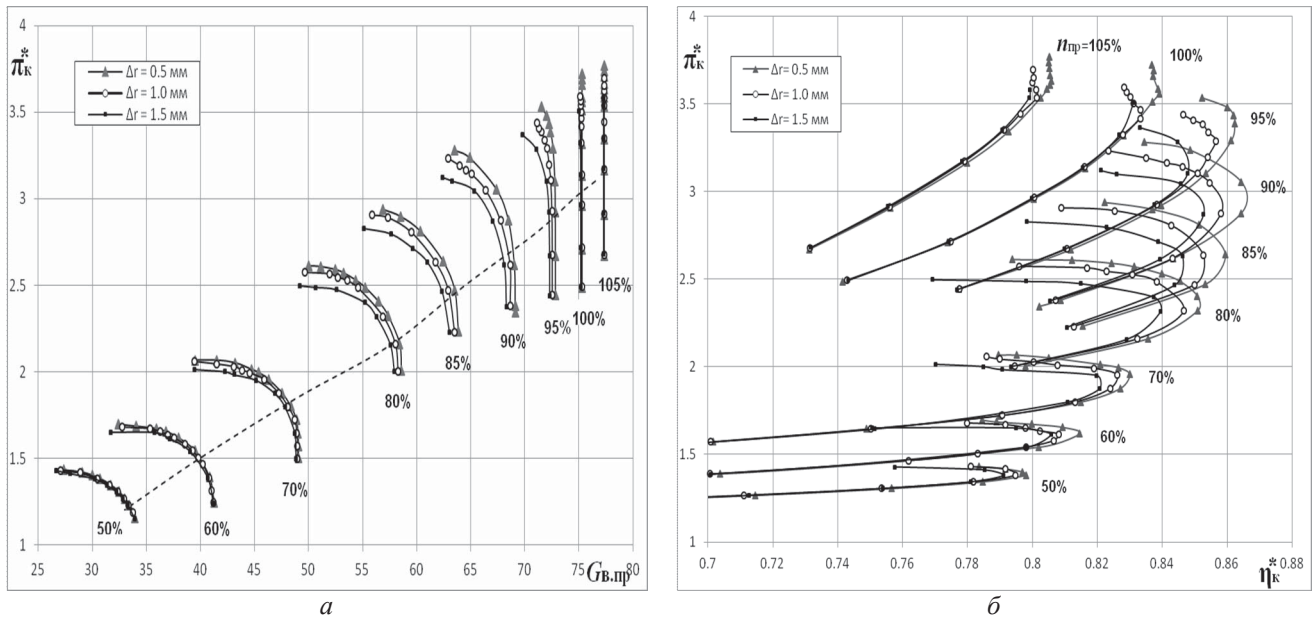


Рис. 3. Влияние радиального зазора на положение напорных кривых компрессора (а), $\pi_{к}^*$ и КПД компрессора (б)

Из рис. 3, а и б видно также, что при значениях $n_{пр}$, близких к расчётному, увеличение радиального зазора приводит к уменьшению значений $\pi_{к}^*$, $\eta_{к}^*$ и $G_{в.пр}$. Со снижением $n_{пр}$ негативное влияние зазора на характеристики КНД уменьшается и практически почти исчезает при частотах вращения, меньших $n_{пр} \approx 60\%$.

На рис. 4 и 5, а, б, в и г показано распределение по радиусу местных значений степени повышения давления $\pi^* = p^* / p_{в}^*$ и соответствующих значений КПД за рабочими лопатками всех ступеней в точках максимальных значений КПД компрессора.

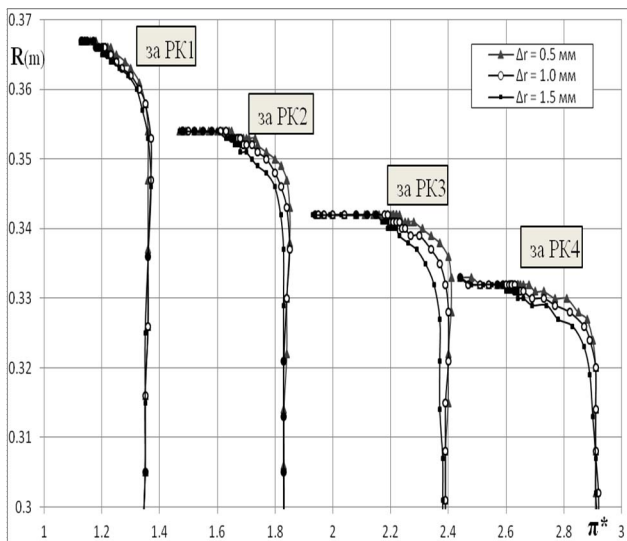
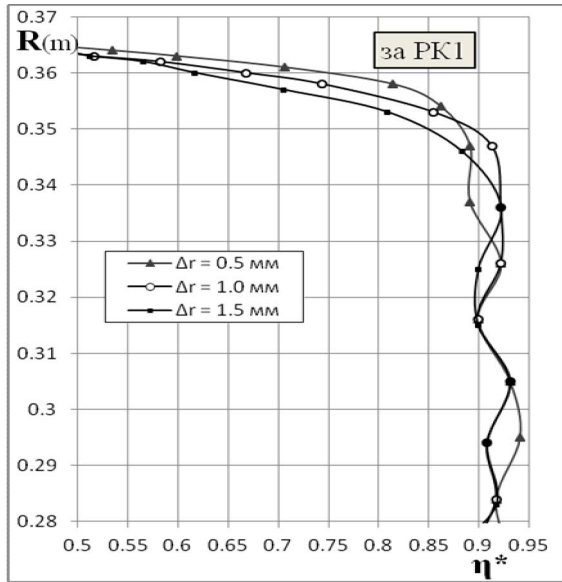


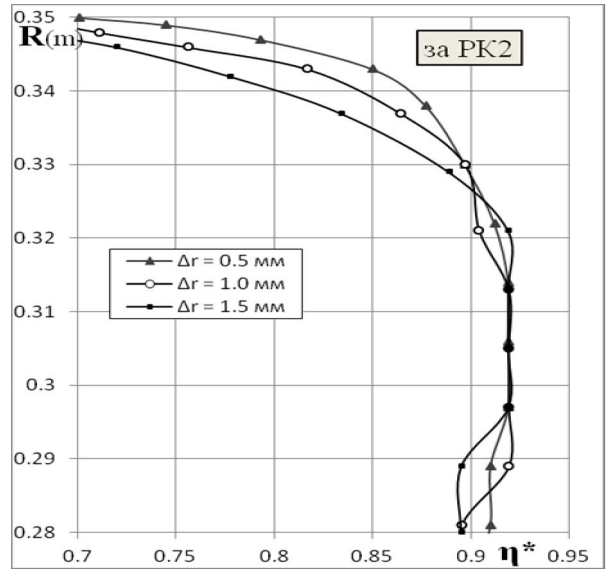
Рис. 4. Распределение π^* по радиусу за рабочими лопатками

Как видно, при увеличении радиального зазора изменение местных значений π^* и КПД происходит, в основном, в периферийной части лопаток (вблизи радиального зазора) из-за дополнительных потерь, связанных с образованием вихревых течений с торцов рабочих лопаток [4].

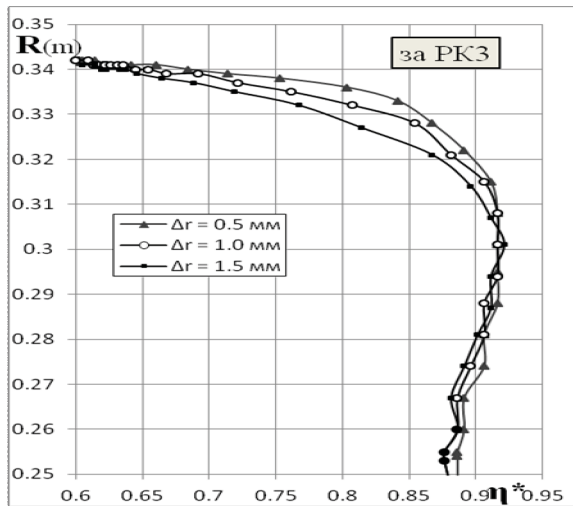
На рис. 6 показано изменение $\Delta K_y\%$ при увеличении радиального зазора. Как известно, $\Delta K_y = (K_y - 1) 100\%$, где $K_y = \frac{\pi_{к.г}^* / G_{в.пр.г}}{\pi_{к.раб}^* / G_{в.пр.раб}}$, значения $\pi_{к.раб}^*$ и $G_{в.пр.раб}$ определялись по рабочей линии данного компрессора, изображённой штриховой линией на рис. 3,а. Как видно, при $n_{пр} \approx 100\%$ увеличение радиального зазора в данном случае приводит к уменьшению ΔK_y примерно на 5%. При пониженных значениях $n_{пр}$ увеличение радиального зазора влияет на изменение ΔK_y в значительно меньшей степени. Возможно, это связано с тем, что увеличение радиального зазора, как показал расчёт, приводит не только к уменьшению значений $\pi_{к.г}^*$, но и к уменьшению расхода воздуха на рабочей кривой, что, в свою очередь, играет положительную роль в изменении ΔK_y (рис.3,а).



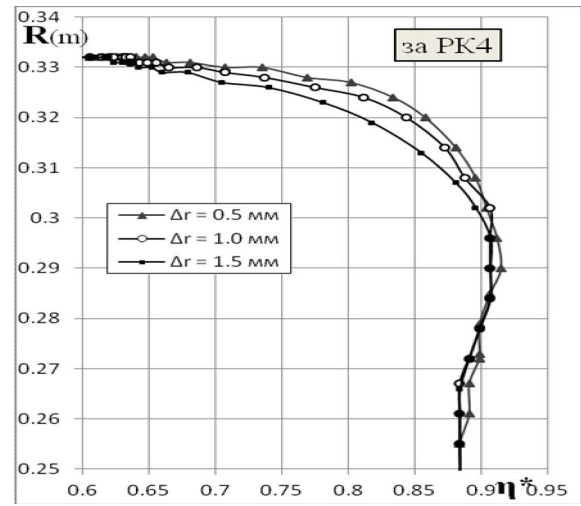
а



б



в



г

Рис. 5. Распределение КПД по радиусу за РК первой (а), второй (б), третьей (в) и четвёртой (г) ступеней

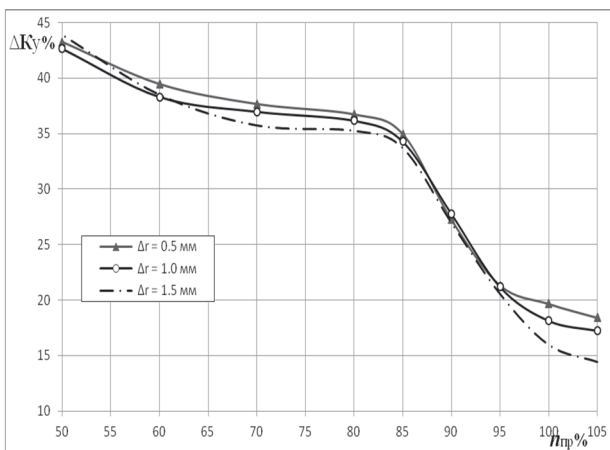


Рис. 6. Влияние радиального зазора на ΔK_{γ}

На рис. 7 и 8 представлено изменение КПД компрессора ($\Delta \eta_{\kappa}^*$ %) и расхода воздуха ($\Delta G_{в,пр}$ %) на линии рабочих режимов в зави-

симости от частоты вращения при увеличении радиального зазора от 0,5 мм до 1,5 мм.

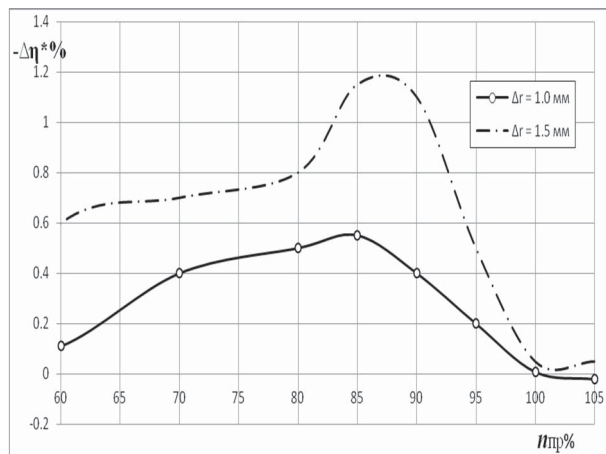


Рис. 7. Влияние радиального зазора на КПД компрессора

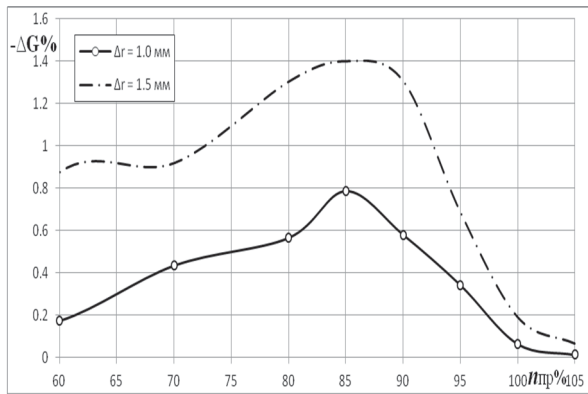


Рис.8. Влияние радиального зазора на расход воздуха

При $n_{пр} \approx 100\%$ расход воздуха через компрессор близок к предельно возможному по условиям запираения межлопаточных каналов РК компрессора. Поэтому увеличение радиального зазора практически не влияет на $G_{в.пр}$. С понижением $n_{пр}$ отрицательное влияние зазора на расход воздуха через компрессор и его КПД согласно расчётам становится существенно более заметным.

Библиографический список

1. Ahmed, F. Numerical Investigation of Different Tip Clearance Shape Effects on Performance of an Axial Flow Compressor Stage / F. Ahmed, Abdel Azim Sayed. // The Online Journal on Power and Energy Engineering (OJPEE). – 1983 . – Vol. 1, № 4.
2. Behnam, H. Bijan Farhanieh Parametric Study of Tip Clearance – Casing Treatment on Performance and Stability of a Transonic Axial Compressor./ H. Behnam, Beheshti, Joao A. Teixeira, Paul C. Ivey, Kaveh Ghorbanian, // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Power for Land, Sea, and Air, Vienna, Austria, 14 – 17 June, 2004.
3. Hamed, A. Modeling of Compressor Performance Deterioration Due to Erosion / A. Hamed, W. Tabakoff, D. Singh // International Journal of Rotating Machinery. – 1998. – Vol. 4, № 4.
4. Rodrick, V. Chima. Calculation of tip clearance effects in a transonic compressor rotor. // NASA Lewis Research Center, Cleveland, Ohio. – 2001.

COMPUTATION OF TIP CLEARANCE EFFECT ON CHARACTERISTIC OF LOW PRESSURE COMPRESSOR OF ENGINE RD-33

© 2012 М. В. Abdelwahid, R. M. Fedorov, K. S. Fedechkin

Military-air academy named after professor N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin, Voronezh

The work devoted to numerical investigation of characteristics variation of the compressor, changes of its stability margin and air flow when working in the engine system by increasing the radial (tip) clearance. The study was conducted using the method of calculating the three-dimensional flow of air in the compressor, which is implemented in a software product NUMECA Fine / Turbo.

Compressor, pressure ratio, coefficient of efficiency, rotational speed, air flow rate, the radial clearance (Tip Clearance), stability margin.

Информация об авторах

Абдельвахид Мохаммед Балла, ассистент кафедры авиационных двигателей, Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А.Гагарина, г. Воронеж. Область научных интересов: теория авиационных двигателей и математическое моделирование течения в осевых компрессорах ГТД.

Фёдоров Роман Миронович, доктор технических наук, профессор, старший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории, Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина, г. Воронеж. Область научных интересов: теория авиационных газотурбинных двигателей и характеристики их компрессоров.

Федечкин Константин Сергеевич, кандидат технических наук, начальник научно-исследовательской лаборатории, Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина, г. Воронеж. Область научных интересов: математическое моделирование течения в осевых компрессорах ГТД.

Abdelwahid Mohammed Balla, graduate student of aircraft engines department of Military Educational Scientific Centre of Airforce «Military-air academy named after professor N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin», Voronezh. Area of research: jet engines theory and mathematical modeling of flow in axial compressors GTE.

Fedorov Roman Mironovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Honored Scientist of Russian Federation, Academician of the Academy of Aviation and Aeronautics, a senior researcher at the Research Laboratory of Military-air academy named after professor N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin. Area of research: the theory of aircraft gas turbine engines, and the characteristics of their compressors.

Fedechkin Constantin Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Head of the Research Laboratory of Military-air academy named after professor N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin. Area of research: mathematical modeling of flow in axial compressors GTE.

УДК 004.9+539.4

ПРИМЕНЕНИЕ НЕЛИНЕЙНОГО СПЕКТРАЛЬНОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТЕЙ МЕТАЛЛОВ

© 2012 Л. С. Бекасов¹, Ш. Р. Салимов¹, Н. Р. Салимова²

¹Самарский государственный технический университет

²Поволжский государственный университет телекоммуникаций и информатики

Приводится метод формального представления металлических поверхностей, основанный на применении теоретических основ нелинейного спектрального анализа. Для осуществления конкретных условий используется среда "Mathcad", которая позволяет осуществлять сжатие данных.

Mathcad, формальное представление данных, нелинейный спектральный анализ.

Визуальный осмотр предметов всегда имеет одну и ту же цель – их качественную оценку. Касается ли этот осмотр эстетической, механической, либо какой-нибудь другой его характеристики. Особую значимость такая оценка имеет в технике, в частности, когда речь заходит о прочностных характеристиках материалов либо деталей машин и механизмов. Для улучшения качественных параметров деталей, изготавливаемых из металлов, необходимо иметь стандартные сведения о самих металлах. Отсюда возникает потребность в металлах с заданными свойст-

вами. Известно, что самым популярным металлом, например в машиностроении, на сегодняшний день, является алюминий и различные сплавы на его основе. Получение же новых алюминиевых сплавов становится возможным на основе новых теоретических и экспериментальных исследований.

Ниже предлагается метод формальной оценки визуальных параметров, основанный на нелинейном спектральном преобразовании дискретных данных (рис. 1).

На первом этапе рисунки преобразуются в матрицы пиксельного свечения (рис. 2).

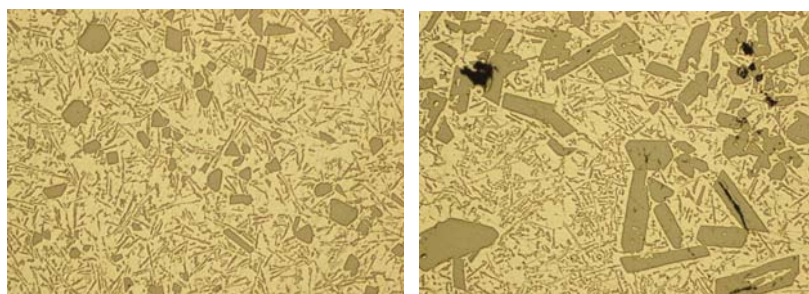


Рис.1. Исходные картинки: слева - приближенная к идеальной, справа - имеющая изъян

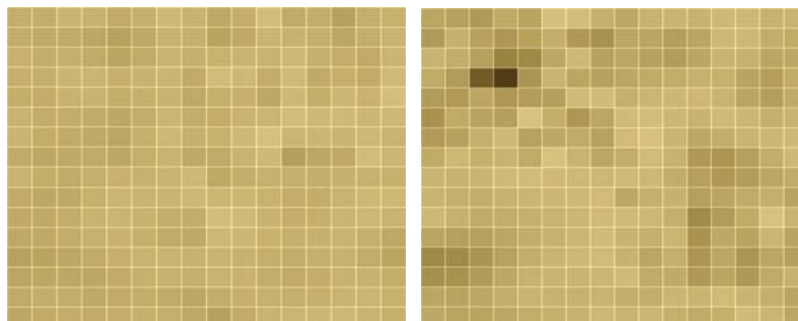


Рис.2. Матрицы пиксельного свечения для первого и второго случаев соответственно

Далее снимок преобразуется в цифровую (числовую) форму, например через процедуру Read среды Mathcad. Тогда эти снимки приобретают иную форму – форму матриц пикселей, при этом численные значе-

ние яркости свечения каждого пикселя представляется двумя таблицами соответственно: для образцового (табл.1) и вновь полученного (табл.2).

Таблица 1. Численные значения первого рисунка

174	173	179	177	171	176	183	178	168	174	188	171	173	161	175	177
173	170	171	167	161	168	178	176	163	169	180	177	175	167	174	179
176	173	174	171	164	171	179	175	177	178	178	184	175	172	170	180
175	175	180	180	175	178	180	171	187	183	172	185	170	175	171	185
173	172	177	178	173	176	178	168	175	175	167	183	173	181	177	189
178	172	172	170	166	173	180	173	172	178	180	187	182	185	181	183
179	172	171	168	165	175	182	176	177	184	191	180	180	179	183	178
171	167	169	170	167	174	178	169	171	178	184	159	167	169	187	181
179	173	171	175	177	176	178	182	168	173	176	174	173	176	177	176
170	167	169	176	180	179	179	182	181	181	177	172	172	178	182	182
169	169	172	178	180	177	173	172	188	185	178	172	174	180	182	179
168	169	172	176	178	175	171	168	183	181	177	174	176	179	175	168
162	163	166	170	175	178	178	177	178	177	174	172	175	177	172	164
165	167	167	167	171	176	177	175	178	177	173	170	172	177	177	173
171	173	172	169	170	173	171	167	172	175	176	174	175	179	180	177
167	171	172	170	172	176	174	168	162	171	178	180	181	182	179	175

Таблица 2. Численные значения второго рисунка

165	161	154	169	163	191	188	174	168	178	179	178	184	183	177	179
155	176	162	151	161	173	153	145	166	165	159	165	182	183	173	170
178	172	160	132	137	166	183	162	166	162	157	165	179	176	165	167
171	156	91	59	149	179	165	161	167	171	172	176	176	163	158	170
156	154	165	150	157	159	185	187	174	180	181	182	178	164	159	171
145	169	163	159	192	173	150	165	186	188	181	178	184	181	174	177
154	161	175	182	162	168	170	162	186	191	179	166	172	179	181	183
169	182	175	178	169	191	178	166	172	187	177	153	148	159	172	183
179	177	179	185	187	184	182	183	184	183	172	160	150	157	165	171
179	175	173	177	180	181	183	186	168	175	176	160	164	170	174	163
182	176	171	172	175	177	181	186	185	181	174	138	156	170	192	178
164	160	160	166	172	176	181	186	178	174	180	146	168	163	180	163
137	138	147	161	173	178	182	186	177	165	174	149	167	149	165	159
143	145	154	168	177	179	179	181	186	170	170	153	164	152	170	176
165	163	166	173	178	177	176	178	172	173	180	179	186	179	174	164
168	164	163	168	172	174	178	182	178	181	174	170	174	186	180	167

Необходимо дифференциально (поэлементно) оценить различие между двумя этими пиксельными матрицами, что осуществляется с использованием метода нелинейного спектрального преобразования.

Недостатками линейных методов спектрального преобразования (Фурье-анализ и Вейвлет-анализ) является то, что в первом случае удается получить информацию либо о частотном спектре сигнала, либо о его структуре, а во втором появляется зависимость от сдвига во времени анализируемого сигнала [1].

Поэтому возникает задача получения такого спектра, который бы, с одной стороны, содержал частотную информацию, причём амплитудно-частотный спектр был бы инвариантен к сдвигам анализируемого сигнала, а с другой стороны, в явном виде содержал информацию о структуре анализируемого сигнала и, по возможности, обладал бы повышенным быстродействием.

Для решения перечисленных проблем была предложена базисная комплексная система импульсных функций, с помощью которой можно получить спектр, отвечающий

указанным требованиям [2]. Предложенная система функций определяется на дискретном множестве:

$$M = \{l : l = 0, 1, 2, \dots, 2^n - 1\} \quad (1)$$

и имеет вид:

$$Bah_u^k l = c_u(l) - i s_u(l), \quad (2)$$

где $u = 0, 1, 2, 3, \dots, n - 1$; 2^n - число подынтервалов, составляющих период некоторого подлежащего анализу дискретного сигнала $f(l)$.

Функции $c_u(l)$ и $s_u(l)$ формируются на основе вспомогательных функций $c_u(l)$ и $s_u(l)$ посредством их сдвигов на k подынтервалов, где $k = 0..2^{n-u-1} - 1$.

$$\text{Функции } c_u(l) \text{ и } s_u(l) \text{ определяются как } c_0(l) = 1, s_0(l) = 0, l \in M. \quad (3)$$

В случае $u \neq 0$ и l , изменяющегося от 0 до $2^n - 1$ с шагом $2^{n-u-1} - 1$,

$$c_u(l) = \sum_{m=0}^{2^n-1} (\cos(2^{u-n} \pi m)) e(l-m), \quad (4)$$

$$s_u(l) = \sum_{m=0}^{2^n-1} (\sin(2^{u-n} \pi m)) e(l-m). \quad (5)$$

Если l принимает другие значения, то $c_u(l) = s_u(l) = 0$. $e(l-m)$ представляет собой единичный импульс, определяемый из следующих условий:

$$e(l-m) = \begin{cases} 1, l = m; \\ 0, l \neq m. \end{cases} \quad (6)$$

Формирование амплитудно-частотного спектра анализируемого сигнала $f(l)$ осуществляется в соответствии с выражением

$$F_u = \sum_{k=0}^{2^{n-u-1}-1} F_u^k, \quad (7)$$

где $u = 0, 1, 2, 3, \dots, n - 1$;

$$F_u^k = \sqrt{(a^k)^2 - (b^k)^2};$$

$$a_u^k = \sum_{m=0}^{2^{u-1}-1} f(l_m) c_u(l); \quad (8)$$

$$b_u^k = \sum_{m=0}^{2^{u-1}-1} f(l_m) s_u(l);$$

$f(l_m)$ - значение анализируемого сигнала в точке l_m , $l_m = 2^{n-u-1} m$.

Для получения структурной информации об анализируемом сигнале можно воспользоваться функциями $c_u(l)$ и $s_u(l)$, с помощью которых фактически генерируется последовательность единичных импульсов, сдвинутых относительно друг друга на один шаг дискретизации. Это условие при изменении числа отсчётов требует учёта особенностей соотношения (8), в соответствии с которыми компоненты типа a^k либо b^k должны отвечать требованию $(a^k)^2 \neq 0$; $(b^k)^2 \neq 0$ при всех значениях k , поскольку они по теореме Пифагора являются составляющими вектора (гипотенузы), которые определяют значение (модуль) гармоники. Если выше оговоренное условие не соблюдено, то результат получается вырожденным, а сами гармоники не имеют смысла.

Адаптируя формулы нелинейного спектрального анализа в «Mathcad», получаем их в сжатом виде в качестве 16 гармоник (табл. 3).

Таблица 3. Значения гармоник

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	22382,41	428,1338	472,5611	301,5517	275,3583	295,7039	188,5223	175,4703
2	22195,17	1078,56	1283,147	858,2998	971,7664	642,0263	400,7832	602,1669
	9	10	11	12	13	14	15	16
1	125,0688	191,1767	253,0853	135,7765	114,6904	52,63215	39,2726	67,20119
2	446,9069	524,728	454,7531	217,9544	433,1298	298,531	306,4136	132,5481

Гармоники, исключая первую, указывают на степень сглаженности (плавность) поверхности. Первая гармоника отражает интегральную огибающую площадь поверхности. Для рассматриваемого случая доста-

точно знать, что первые гармоники приблизительно равны. Для большей наглядности графики картинок без учёта первых гармоник представлены на рис. 3.

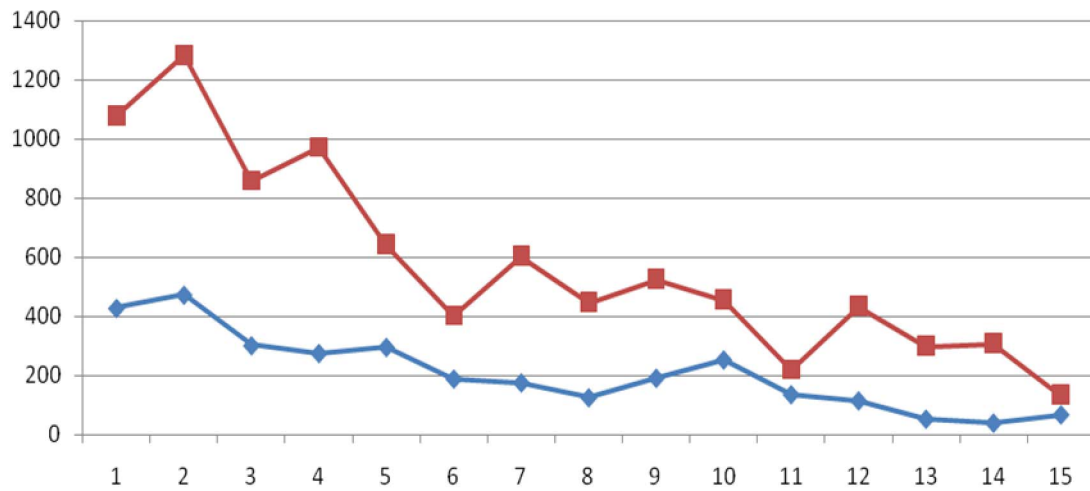


Рис.3. График полученных результатов

Анализируя полученные графики, можно утверждать, что второй спектр имеет значительно большую нестабильность гармоник, что объясняется характером рисунка, взятого за основу. Отчётливо это заметно благодаря первому спектру, сделанному по первой картинке.

Предложенная методика позволяет получать индивидуальные, однозначные количественные оценки через гармонические составляющие и преобразовывать большие объёмы данных в компактную форму, позволяющую количественно и качественно оценивать их.

Библиографический список

1. Крылов, С.М. Формально-технологическая модель в общей теории систем [Текст] / С.М. Крылов // Изв. Самар. науч. центра РАН.- Январь – июнь 2003. –№1.-Т.5. - С. 83-90.
2. Бекасов, Л.С. Адаптация среды «Mathcad» к нелинейному спектральному преобразованию [Текст] / Л.С. Бекасов, Ш.Р. Салимов // Актуальные проблемы информационной безопасности. Теория и практика использования программно-аппаратных средств: Материалы IV Всероссийской с международным участием науч.-техн. конф. –Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2011. – С. 14-17.

OF NON-LINEAR SPECTRAL TRANSFORMS TO EVALUATE THE QUALITY OF THE METAL SURFACE

© 2012 L. S. Bekasov¹, Sh. R. Salimov¹, N. R. Salimova²

¹Samara State Technical University

²Volga State University of Telecommunications and Informatics

The following is a method of formal submission of metal surfaces, based on the application of the theoretical foundations of nonlinear spectral analysis. For specific conditions of use environment "Mathcad", which allows for data compression.

Mathcad, the formal representation of the data, non-linear spectral analysis.

Информация об авторах

Бекасов Лев Степанович, кандидат технических наук, доцент, Самарский государственный технический университет. Область научных интересов: нелинейный спектральный анализ.

Салимов Шамиль Раисович, студент, Самарский государственный технический университет. E-mail: shamil.salimov@mail.ru. Область научных интересов: нелинейный спектральный анализ.

Салимова Назиля Раисовна, аспирант, Поволжский государственный университет телекоммуникаций и информатики. E-mail: azisa86@mail.ru. Область научных интересов: радиофизика.

Bekasov Lev Stepanovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Samara State Technical University. Area of Research: Nonlinear Spectral Analysis.

Salimov Shamil Raisovich, student, Samara State Technical University. E-mail: shamil.salimov@mail.ru. Area of Research: Nonlinear Spectral Analysis.

Salimova Nazilja Raisovna, graduate, Volga State University of Telecommunications and Informatics. E-mail: azisa86@mail.ru. Area of Research: Radiophysics.

УДК 621.9.06-529

**ФОРМИРОВАНИЕ НА ФАСОННОЙ ПОВЕРХНОСТИ УРОВНЯ ШЕРОХОВАТОСТИ
ОПТИЧЕСКОЙ ЧИСТОТЫ ПУТЁМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СТАНКА С ЧПУ**© 2012 С. Р. Абульханов¹, М. Б. Сазонов²¹ Самарский государственный технический университет² Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье рассмотрена возможность оптимизации уровня шероховатости фасонных поверхностей средствами токарного станка с ЧПУ.

Фасонная поверхность неканонической формы, твёрдотельная модель, рассеиватель осветительного устройства, САМ – система, станок с ЧПУ.

Появление деталей, имеющих нетрадиционные формы, т. е. формы, которые не могут быть представлены с необходимой точностью в виде суперпозиции таких канонических поверхностей, как плоскость, конус, сфера и тор, получаемых путём протягивания профиля вдоль трёхмерной кривой, построения сплайновой поверхности по контрольным точкам, гладкого сопряжения между двумя фрагментами. Такие поверхности сочетают в себе промышленную эстетику и функциональность и играют важную роль при проектировании в авиационной, автомобильной и судостроительной промышленности, а также в других отраслях. Поверхности высокого качества, формируемые из комбинаций фрагментов с высокой степенью гладкости в точках сопряжения (требующей совпадения не только касательных плоскостей, но и кривизны) известны как поверхности класса «А» (Class A) [1]. Во многих источниках информации неканонические поверхности относят к поверхностям свободных форм (Free Form Surface) [2-4]. Такие поверхности используются в оптике [5-6], при проектировании кузовных деталей автомобилей [7-8], в корпусах бытовой техники, обуви [9-10].

Для создания поверхности Free Form, обладающей оптическим действием и являющейся комбинацией фрагментов плоских, сферических, торических, а также асферических и аторических поверхностей, требуются оборудование с ЧПУ и специальное программное обеспечение [11]. С его помощью создаётся точечный файл (Point File), который полностью описывает поверхность Free Form в соответствии с требуемыми допусками на геометрические размеры поверхности Free Form и заданных качест-

венных параметров поверхностного слоя. Точечный файл впоследствии будет использован для задания траектории движения обрабатывающего инструмента.

Малый допуск на изготовление геометрических размеров таких поверхностей приводит к тому, что аппроксимация поверхностей Free Form суперпозицией фрагментов канонических поверхностей (плоскость, конус, сфера и тор) имеют очень малые размеры, величина которых приводит к особенностям функционирования механических систем станка с ЧПУ. Эти обстоятельства определяют особенности написания программы для системы ЧПУ станка, обрабатывающего поверхность оптического качества и свободной формы.

Рассмотрим обработку осесимметричной линзы свободной формы, устанавливаемой на светодиод для формирования в заданном направлении необходимой кривой силы света источником света (светодиода) (рис. 1).

В качестве материала линзы был использован стержень Ø 22 мм марки PLEXIGLAS® XT и GS немецкого завода Rohm AG. По своим физико-техническим свойствам возможно использование оргстекла литого ТОСП – У или экструзионного стекла АCRYMA®72 производства ОАО «Оргстекло» г. Дзержинск РФ, имеющего светопропускаемость 92% и коэффициент преломления 1,49 (ГОСТ 19927–74 Пластмассы. Методы определения показателя преломления). В соответствии с рекомендациями справочников [12-13] в качестве режущей пластины резца был выбран естественный алмаз (рис. 2). Резец был изготовлен на Томилином заводе алмазного инструмента.

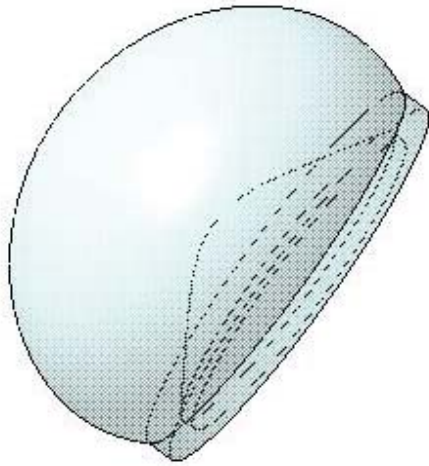


Рис. 1. Линза, устанавливаемая на светодиоде

Функциональные свойства деталей, среди которых можно отметить электропроводность, теплопроводность, коррозионную стойкость, износостойкость, контактную жёсткость, прочность запрессовок, связаны с качественными параметрами их поверхностей, включающими параметры уровня шероховатости. Интенсивность отражённого или рассеянного света, поглощение его при прохождении через поверхность прохождения сред определяются степенью гладкости поверхностей оптической детали, а также наличием таких дефектов, как царапины, точки, выколки.

Для оценки качества поверхности, определяемого её микрорельефом, используют два критерия: шероховатость поверхности и чистота поверхности. Микрорельеф сопрягаемых или трущихся поверхностей оценивают параметрами уровня шероховатости (ГОСТ 2789-73 Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики), а поверхность оптической детали кроме шероховатости оценивают ещё и чистотой (ГОСТ 11141-84 Детали оптические. Классы чистоты поверхности. Методы контроля). Чистоту оптической поверхности оценивают возникающими при обработке случайными дефектами в виде точек, царапин, выколок, которые приводят к дополнительным энергетическим потерям по сравнению с потерями, вызываемыми шероховатостью оптической поверхности. Количество, продольные и поперечные размеры, а также скопление этих дефектов нормируют классами чистоты. Это в равной степени относится к оптическим поверхностям деталей не только из стекла, но и других материалов (кремний, керамика, алюминий).

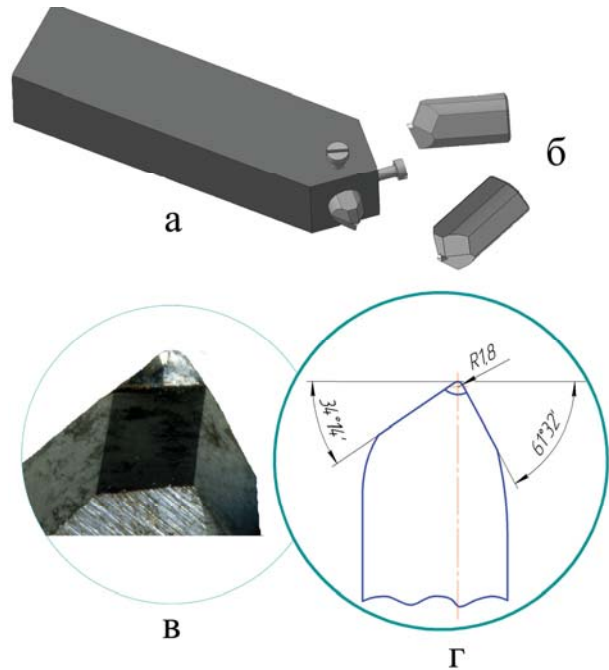


Рис. 2. Оснастка (а) для установки алмазного резца (б); в – восьмикратное увеличение режущей кромки алмазного резца; г – размеры углов в плане (ϕ и ϕ_1) режущих кромок алмазного резца

Уровень шероховатости поверхностей различных деталей назначают на основании требований, например, технической эстетики, коррозионной стойкости, адгезионных свойств, усталостной выносливости, технологии изготовления.

Уровень шероховатости и геометрические размеры поверхности класса А доводятся до соответствия требуемым техническим условиям путём срезания вершин микрорельефа поверхности, сформированного предыдущими технологическими операциями. При обработке поверхности путём снятия стружки на финишных операциях проводят срезание вершин микрорельефа. Эта операция осуществляется, как правило, многократно до получения вместо вершин плоских фрагментов поверхности, количество которых и величина определяют эксплуатационные и эстетические характеристики поверхности класса А.

При изготовлении элементов дифракционной оптики, имеющих поверхности Free Form, координаты которых заданы точечным файлом (Point File), имеет место достаточно малый допуск (от 10 мкм и значительно менее), т. е. допустимый интервал реальных геометрических размеров, определяемый и уровнем шероховатости обработанной поверхности, очень мал. Помимо этого точечный файл имеет величину дискретизации координат одного порядка с используемыми в

станках с ЧПУ минимальных и стабильных величин перемещений исполнительных органов (0,5-5 мкм для станков общемашиностроительной точности). Указанные обстоятельства приводят к особенностям функционирования механических систем станка с ЧПУ при обработке элементов дифракционной оптики с поверхностями свободных форм, которые определяют и особенности управляющей программы для ЧПУ.

В неспециализированных станках и центрах используется суппорты, работающие в декартовой системе координат. В этом случае любая кривая траектории движения инструмента, принадлежащая обрабатываемой поверхности, аппроксимируется ступенчато. При использовании оператора линейной интерполяции G1 (стандарт ISO 6983), задающего обрабатываемую поверхность Free Form, будет иметь место снижение точности по причине ступенчатой аппроксимации прямого отрезка траектории движения инструмента от точки к точке Point File (рис. 3). Точность обработки можно повысить при аппроксимации траектории движения инструмента фрагментами окружностей, используя операторы круговой интерполяции G2. При этом два соседних фрагмента аппроксимирующих окружностей должны быть касательными между собой. Это необходимо для того, чтобы на границах аппроксимирующих фрагментов окружностей не было линии со-

пряжения.

Использование оператора G2 позволит также повысить точность обработки, если начало движения по аппроксимирующей окружности начнётся и закончится на точках, не принадлежащих обрабатываемой поверхности (рис. 3). Это необходимо для обеспечения более стабильного режима точения. При движении от одной точки к другой из Point File система числового программного управления в конце выполнения каждого кадра (команды) включает оператор G09, приводящий к замедлению в конце каждой команды движения инструмента по траектории, обусловленной управляющей программой. Поскольку суппорт станка с установленным на нём в резцедержателе инструментом обладают достаточной массой, а дискреты по координатам между точками, задающими обрабатываемую поверхность, малы, то механика станка может не успевать отрабатывать команды, поступающие на исполнительные органы станка, от ЧПУ станка. По этой причине при использовании оператора G2, который начинает и заканчивает работать в точках, не принадлежащих поверхности Free Form, увеличивается длина линии движения инструмента по команде G2, в результате чего срабатывание оператора G09 происходит на участке обрабатываемой поверхности.

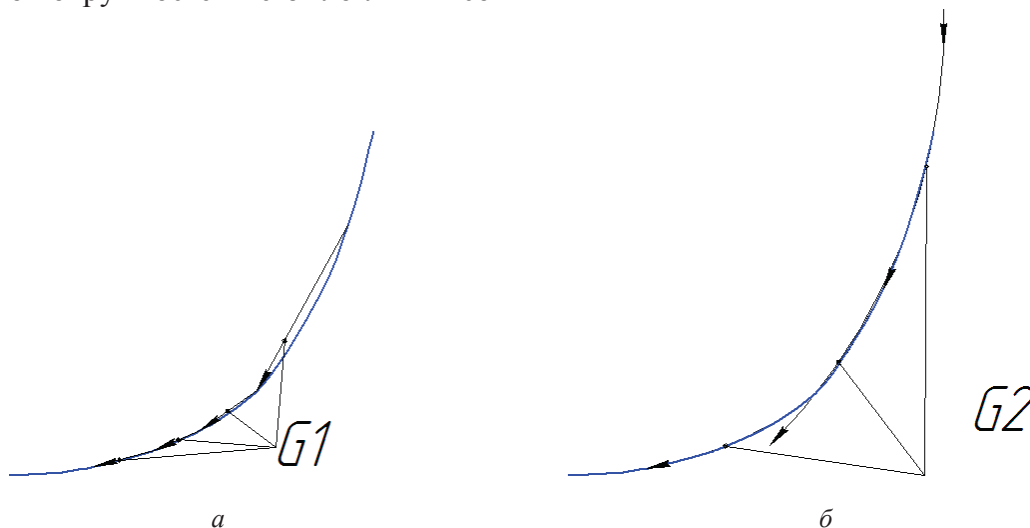


Рис. 3. Траектория движения режущего инструмента при различных видах аппроксимации поверхности свободной формы: а - линейная интерполяция; б - круговая интерполяция

Таким образом, возможные сбои работы механики либо исключаются полностью, либо происходят за границей обрабатываемой поверхности.

Помимо этого любой механической

системе присущ люфт, величина которого определяется классом точности станочного оборудования. Ввиду того, что траектория движения инструмента аппроксимируется некоторой совокупностью фрагментов ок-

ружностей, соседние из которых попарно касательны между собой, то люфты поперечного и продольного ШВП могут снизить точность обработки поверхности Free Form. Устранить влияние люфтов можно, подводя к точке начала движения по аппроксимирующей окружности, двигаясь к точке начала движения по окружности по определённой траектории, которая позволяет предварительно (до начала движения по аппроксимирующей окружности) выбрать люфты поперечного и продольного ШВП. Методика определения такого рода траектории, позволяющей выбрать люфты ШВП, изложена в работах [14-15]. Известные авторам САЕ-системы не позволяют сгенерировать управляющие программы для станков с ЧПУ, учитывающие приведённые выше обстоятельства.

Для повышения точности обработки точением поверхностей свободных форм целесообразно использовать опции ЧПУ, поддерживающие постоянную скорость резания. Кроме того, в соответствии с рекомендациями системы СПИД необходимо оптимизировать жёсткость тела резца с алмазной режущей кромкой.

Учитывая существующий практический опыт и технические требования, была изго-

товлена из экструзионного оргстекла ACRYMA®72 линза, устанавливаемая на светодиод (рис. 1). При обработке поверхности свободной формы линзы использовались операторы линейной интерполяции G1. Резец двигался с подачей $S = 0,02$ мм/об, при каждом проходе по контуру снималась толщина оргстекла $t = 0,1$ мм. Охлаждение отсутствовало, при поддержании постоянной скорости резания частота вращения (N) шпинделя изменялось в пределах от 500 до 1500 об/мин.

Внутренний контур требовал специальной оснастки, которая не была выполнена, поэтому исследовался и анализировался микрорельеф только наружной поверхности линзы. Характер сформированного алмазным резцом микрорельефа исследовался с помощью инструментального микроскопа при 8 - кратном увеличении.

Поскольку резец двигался с подачей 0,02 мм/об, то ожидалось увидеть на поверхности винтовую линию с шагом 0,02 мм. Однако на обработанной поверхности были обнаружены только кольцевые канавки (рис. 4). Это указывает на два обстоятельства, обуславливающие формирование такого микрорельефа на поверхности свободной формы:

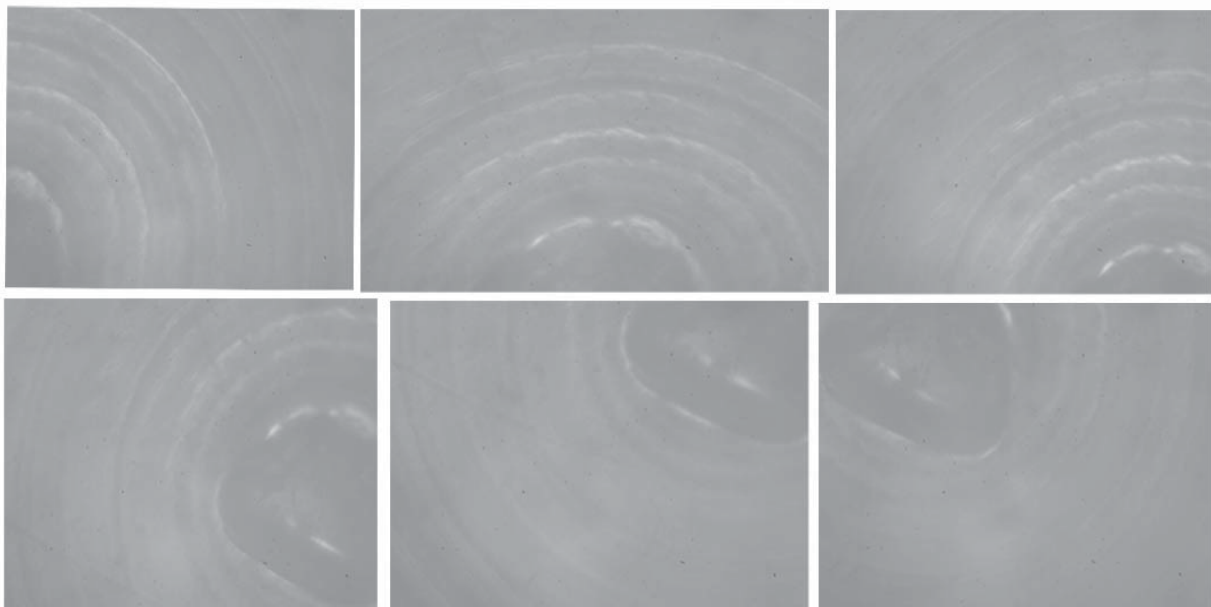


Рис. 4. Формирование микрорельефа на поверхности свободных форм при использовании оператора линейной интерполяции G1

– движение по оси X в системе ЧПУ производства «Балт-Систем» является приоритетным по отношению к движению по оси Z. Это означает, что при формировании криволинейной траектории движения режу-

щего инструмента в границах точности, обеспечиваемой используемым станком, в первую очередь осуществляется движение по оси X и лишь потом по оси Z;

- на обработанной поверхности невоо-

ружённым взглядом были видны кольцевые канавки, что свидетельствует о срабатывании оператора G09 в завершении каждого оператора G1. Поскольку длина перемещения вершины резца по команде каждого оператора G1 невелика, то механика станка не успевает отработать команды G1 и затем хронологически G09. Это означает, что процесс торможения суппорта по команде G09 начинается практически сразу после начала работы оператора G1, именно поэтому на обработанной поверхности формируются кольцевые канавки.

Выводы

1. Для снижения уровня шероховатости на поверхности свободных форм целесообразно использовать при аппроксимации обрабатываемой поверхности операторы круговой интерполяции.

2. Жёсткость резца должна быть оптимизирована с учётом жёсткостей обрабатываемой детали и шпинделя станка.

3. Для достижения требуемого уровня шероховатости и геометрических размеров детали необходимо выбирать точку начала движения вершины резца по окружности таким образом, чтобы резец срезал вершины микрорельефа участков, предварительно обработанных с помощью оператора G2.

Библиографический список

1. <http://www.kodg-3d.com/ru/tutorials/aliasvsrhino/45-class-a.html>
2. Алгоритм визуализации трёхмерных данных, заданных поверхностями свободных форм [Текст] / С. И. Вяткин, Б. С. Долговец, А. В. Есин [и др.] // Программные продукты и системы. - 1999. - № 3. - С. 6-13.
3. Tatiana, S. Matching and Morphing Freeform Surfaces. Research Thesis, LAMBERT, 2010. - 160 p.
4. Free-Form Deformation for Implicit Surfaces. A Sketch-Based Method to Control Deformation in a Skeletal Implicit Surface Modeler, LAMBERT, 2010. - 160 p.
5. Досколович, Л.Л. Проектирование светотехнических устройств и ДООЭ [Текст] / Л.Л. Досколович, Н.Л. Казанский, С.И. Хари-

тонов // Компьютерная оптика. - 1998. - № 18. - С. 91 - 96.

6. Технология Free Form в производстве очковых линз <http://www.optica4all.ru>.

7. Евграфов, А.Н. Аэродинамика колёсного транспорта [Текст] / А.Н. Евграфов, М.С. Высоцкий. - Минск: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2001. - 368 с.

8. Папанек, В. Дизайн для реального мира [Текст] / В. Папанек; пер. с англ. - М.: Издатель Д. Аронов, 2004. - 416 с.

9. Фокс, А. Вычислительная геометрия. Применение в проектировании и на производстве [Текст] / А. Фокс, Е. Пратт; пер. с англ. - М.: Мир, 1982. - 303 с.

10. Стрельчяня, В. Delcam Shoe Solution – от идеи дизайнера до серийного производства обуви [Электронный ресурс] / В. Стрельчяня // САПР и графика, № 9, 2003. <http://www.delcam.ru/industry/footwear/Delcam Shoe Solution.htm>

11. Методы изготовления элементов дифракционной оптики резанием на станках с ЧПУ [Текст] / С.Р. Абульханов, Н.Л. Казанский, Л.Л. Досколович [и др.] // Станки и инструменты, 2011. - № 9. - С. 20-28.

12. Баранчиков, В.И. Обработка специальных материалов в машиностроении: справочник. Библиотека технолога. [Текст] / В.И. Баранчиков, А.С. Тарапанов, Г.А. Харламов – М.: Машиностроение, 2002. - 264 с.

13. Адашкин, А.М. Материаловедение и технология материалов [Текст] / А.М. Адашкин, В.М. Зуев. // "Профессиональное образование" ГРИФ, - М.: Форум, 2010. - 334 с.

14. Системы числового программного управления [Текст] / В.Л. Сосонкин [и др.]. - М.: Логос, 2005. - С.124, 263-266.

15. Повышение точности определения периодических составляющих микропрофиля обработанных ультрапрецизионных поверхностей [Текст] / М.С. Сазонова, Е.Е. Запороженко, С.Н. Лавриненко [и др.] // Сучасні технології в машинобудуванні = Modern Technologies of engineering. - Харьков: НТУ "ХП", Вип. 5, 2010. - С.209-217.

THE FORMATION OF THE CONTOURED SURFACE ROUGHNESS LEVEL OF OPTICAL PURITY BY USING A CNC MACHINE

© 2012 S. R. Abulkhanov¹, M. B. Sazonov²

¹Samara State Technical University

²Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The possibilities of optimizing the level of roughness profile surfaces means CNC lathe. Using a diamond cutter, especially machine design and software provided by the CNC system, the technological process, which is close to the technical nature of nursing, which can significantly reduce the level of roughness of the curved surface. The reduced level of roughness occurs at any fragment contoured surface. Software, the influence of transverse and longitudinal play ball - screw propellers, and get micro rough surface with a flat top, which favorably affect the performance properties, such as diffractive optical elements.

Shaped surfaces noncanonical form, solid model, diffuser lighting device, CAM-system, numerical controlled machine.

Информация об авторах

Абульханов Станислав Рафаелевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили и станочные комплексы», Самарский государственный технический университет. E-mail: Abulhanov58@mail.ru. Область научных интересов: процессы резьбонарезания и поверхностно-пластического деформирования.

Сазонов Михаил Борисович, кандидат технических наук, доцент кафедры механической обработки материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: mom@sgau.ru. Область научных интересов: процессы поверхностно-пластического деформирования материалов.

Abulkhanov Stanislav Rafaelevich, Candidate of Technical Sciences, associate Professor of "Cars and the complex of machines", Samara State Technical University. E-mail: Abulhanov58@mail.ru. Area of research: processes of screw cutting and surface plastic strain.

Sazonov Mikhail Borisovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: mom@sgau.ru. Area of research: processes related to surface plastic strain of materials.

ГАБАРИТЫ КОНТРОЛИРУЕМЫХ НА КООРДИНАТНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КАК ВЛИЯЮЩИЙ ФАКТОР ПОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ИХ КООРДИНАЦИОННО-ПОЗИЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ

© 2012 А. О. Чевелёва, М. А. Болотов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье рассматривается влияние габаритных размеров поверхностей на погрешность измерения их координационно-позиционных параметров, таких как координата центральной точки и направляющие косинусы нормального вектора, в случае размерного контроля на координатно-измерительной машине портального типа DEA GLOBAL PERFORMANCE 07.10.07. В ходе исследований получены зависимости оценок упомянутых геометрических параметров от диагонали образца и числа точек.

Координатно-измерительная машина, обобщённая методика моделирования, метод Монте-Карло, инструментальная погрешность, погрешность измерения.

Значительное количество деталей ГТД образовано плоскими поверхностями. Точность исполнения геометрических параметров (линейно-угловых, отклонения формы и расположения), относящихся к плоским поверхностям деталей ГТД, оказывает значительное влияние на эксплуатационные и функциональные характеристики ГТД. Наряду с традиционными универсальными и специализированными средствами контроля существуют средства измерения, основанные на координатном методе измерения.

Координатный метод измерения основан на дискретной замене реальных поверхностей деталей вычисляемыми заменяющими элементами (ГЭ): линия, плоскость, окружность, цилиндр и т.д. Параметры ГЭ вычисляются исходя из информации об измерениях координат конечного числа точек реальной поверхности, получаемых с использованием координатно-измерительных машин (КИМ). Для плоских поверхностей такими параметрами являются: отклонение от плоскостности, координаты базовой точки (X_0, Y_0, Z_0) и вектора нормали $(\cos(\alpha), \cos(\beta), \cos(\gamma))$ (рис.1). Полученные параметры плоских поверхностей используются для расчёта геометрических параметров (ГП) размерных комплексов, образуемых рядом поверхностей, а также параметров детали (например, расстояние между торцами).

Ставится задача оценки погрешности измерения координационно-позиционных параметров плоских поверхностей $(X_0, Y_0, Z_0; (\cos(\alpha), \cos(\beta), \cos(\gamma)))$ от двух факторов: габаритов плоских поверхностей и количества измеряемых точек на них. Отметим, что при выполнении контроля количество измеряемых точек является регулируемым фактором, влияющим на трудоёмкость.

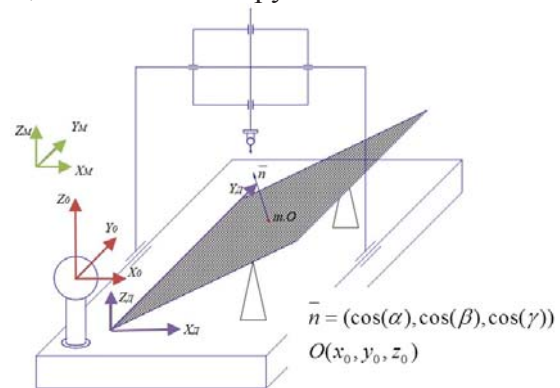


Рис. 1. Параметры вектора нормали плоских поверхностей, рассчитываемых при измерении на КИМ:
 $X_M Y_M Z_M$ – абсолютная система координат машины;
 $X_0 Y_0 Z_0$ – относительная система координат машины;
 $X_D Y_D Z_D$ – система координат детали

Трёхосевая КИМ представляет собой кинематическую систему, имеющую возможность позиционирования измерительного наконечника по трём осям в пределах рабочего объёма (рис.1). Для КИМ портального типа инструментальная погрешность КИМ (составляющая погрешности измерения) прямо пропорциональна длине измеряемой поверхности:

$$\Delta_{инстр} = A + \frac{L}{K}, \text{ мкм}, \quad (1)$$

где L – длина измеряемой поверхности, мм; A – положительная постоянная, выраженная в микрометрах и заданная заводом - изготовителем;

K – безразмерная положительная постоянная, заданная заводом-изготовителем.

Исследования проводились путём имитирования процесса измерения, математическая модель (рис. 2) которого была реализована в пакете MATLAB® и основана на методе Монте-Карло [1].

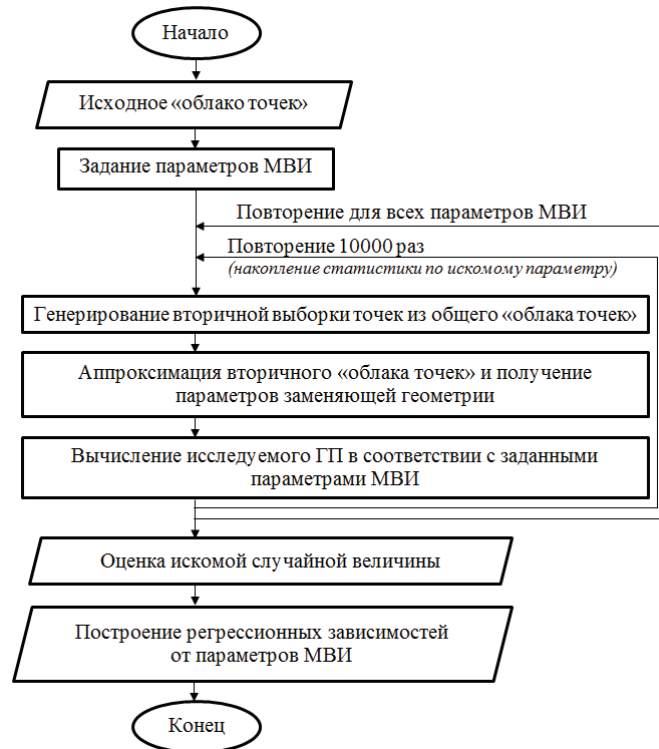


Рис.2. Блок-схема методики моделирования процесса измерения

Для получения данных об исходном «облаке точек» в пакете MATLAB® также были смоделированы точки поверхностей, координаты которых содержат информацию о номинальной геометрии поверхности и инструментальной погрешности КИМ, распространяемую по нормали к поверхности:

$$t_{(u,v)} = t_{0(u,v)} + \Delta_{инстр}, \quad (2)$$

где $t_{(u,v)}$ – координаты имитируемой поверхности;

u, v – локальные параметрические координаты поверхности;

$t_{0(u,v)}$ – координаты номинальной геометрии поверхности;

$\Delta_{инстр}$ – погрешность измерения средства координатных измерений.

С целью накопления статистики по исследуемым случайным величинам повторение эксперимента составило 10000 раз. План эксперимента представлен в табл. 1.

Таблица 1. План эксперимента

Параметр	Значение
Угол относительно стола машины, °	0
Габариты плоскостей, мм ²	П1: 40 × 75 П _{i=2...7} : П _{i-1} × 1,5
Закон распределения моделируемой инструментальной погрешности	Нормальный, равновероятностный [2]
Величина инструментальной погрешности КИМ ($\Delta_{инстр}$, мкм)	$1,7 + L/333$,
Правило расположения точек контроля по поверхности	Неупорядоченная выборка [3]
Число точек контроля	4, 5, 6, 8, 9, 15, 17, 20, 21, 25, 26, 30, 32, 40, 44, 50, 75, 80, 85, 100

Анализ результатов проводился на основе полученных графиков среднеквадратического отклонения (СКО) для каждой случайной величины, которое является числовой характеристикой рассеивания. Кроме того, в случае соответствия распределения случайной величины нормальному закону СКО используется при вычислении величины предельной погрешности измерения ГП, вычисляемое как удвоенное значение расширенной неопределенности U_p :

$$U_p = k_p \times u_c(x), \quad (3)$$

где k_p – коэффициент охвата (для 95% доверительной вероятности равен 1,96); $u_c(x)$ – стандартная неопределенность измеряемой величины, оценкой которой является СКО.

Согласно рис.2,а СКО случайной величины «аппликата Z_0 » увеличивается с возрастанием диагонали образца, что объясняется возрастанием погрешности $\Delta_{инстр}$ машины. Аналогичные зависимости наблюдаются в случае распределения инструментальной погрешности по равномерностному закону, но с более сглаженным характером графиков.

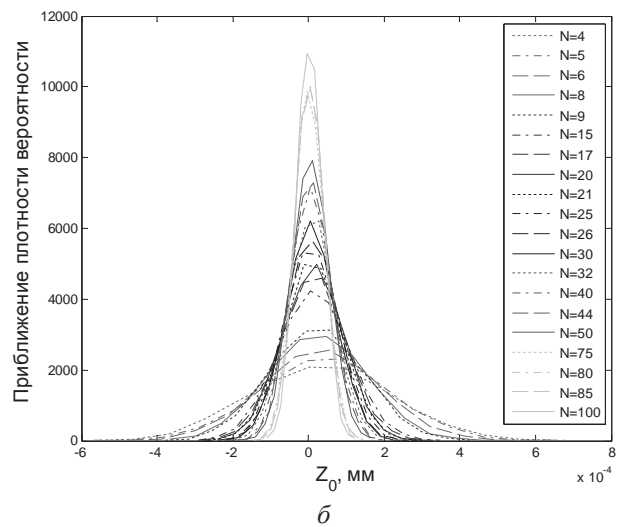
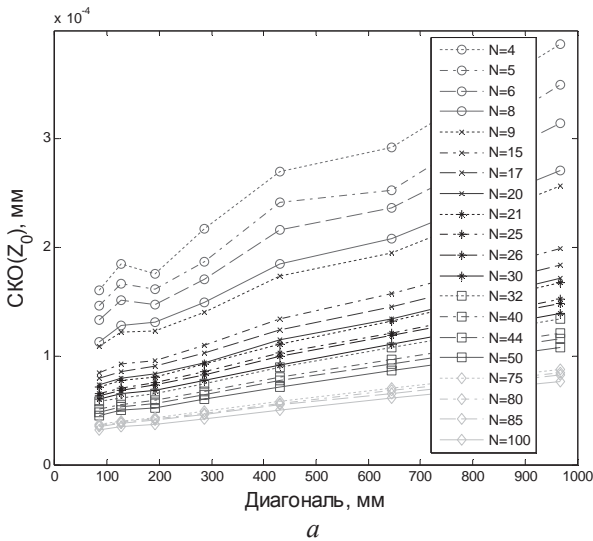


Рис. 2. Графики случайной величины «аппликата Z_0 » в случае распределения инструментальной погрешности по нормальному закону для горизонтальной плоскости:
а – СКО от диагонали образца; б – приближение плотности вероятности

С целью исследования природы изломов, присутствующих на графиках опытов, проводимых при небольшом числе точек контроля, был проведён эксперимент. Вторая с позиции габаритов плоскость генерировалась повторно (5 раз) с расстоянием между точками, равным 1,5 мм, и инструментальной погрешностью, распределенной по нормальному закону. Таким образом, для пяти плоскостей с габаритами $60 \times 112,5 \text{ мм}^2$ проводился опыт при постоянстве остальных параметров эксперимента. В результате опыта (рис. 3) погрешность математической модели составила 0,054 мкм. Можно сделать вывод, что необходимо использовать как можно большее число точек моделируемой поверхности, а графики СКО допускается аппроксимировать линией на всей области определения.

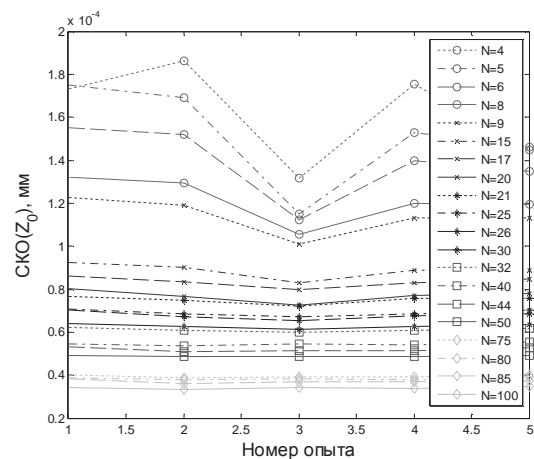
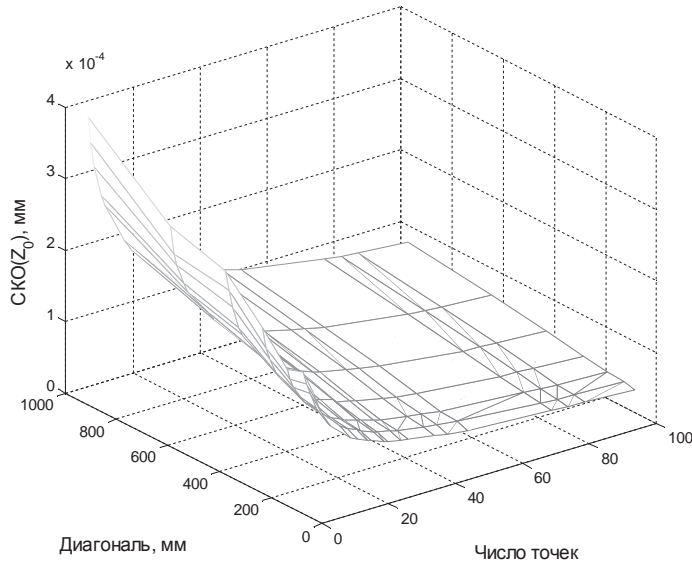


Рис. 3. СКО случайной величины «аппликата Z_0 » для пяти экспериментов, проводимых для плоскости Π_2 , в случае распределения инструментальной погрешности по нормальному закону

Поскольку при проверке критерием Колмогорова-Смирнова в большинстве случаев подтвердился нормальный характер

случайной величины «аппликата Z_0 », то для нахождения практического поля рассеивания можно использовать выражение (3). На рис. 2,б представлен график приближения плотности вероятности, позволяющий наглядно судить о форме закона распределения.

Построена зависимость СКО случайной величины «аппликата Z_0 » от диагонали образца и числа точек контроля, а также проведена аппроксимация полученной поверхности (рис.4).



Коэффициенты:
 $p_{00} = 0.0001274$
 $p_{10} = -3.169e-006$
 $p_{01} = 2.415e-007$
 $p_{20} = 2.3e-008$
 $p_{11} = -5.253e-009$
 $p_{02} = -4.866e-011$
 $p_{21} = 3.897e-011$
 $p_{12} = -1.009e-013$
 $p_{03} = 3.192e-014$
 Степень согласия:
 R-квадрат: 0.9152

Рис. 4. Зависимость СКО случайной величины «аппликата Z_0 » от диагонали образца и числа точек контроля в случае распределения инструментальной погрешности по нормальному закону:
 $СКО_{Z_0}(N, l) = p_{00} + p_{10} \times N + p_{01} \times l + p_{20} \times N^2 + p_{11} \times N \times l + p_{02} \times l^2 + p_{21} \times N^3 + p_{12} \times N \times l^2 + p_{03} \times l^3$,
 N – число точек, l – длина диагонали, мм

СКО углового параметра (рис.5,а) имеет тенденцию к уменьшению, поскольку увеличивается площадь измеряемой поверхности и приводит к увеличению базы. Исходя из результатов исследования, можно сделать вывод, что при расчёте геометрических

параметров углового расположения необходимо выбирать как можно большую измеряемую базу плоскостей. Для направляющих косинусов $\cos(\alpha)$ и $\cos(\gamma)$ наблюдается аналогичный характер зависимости.

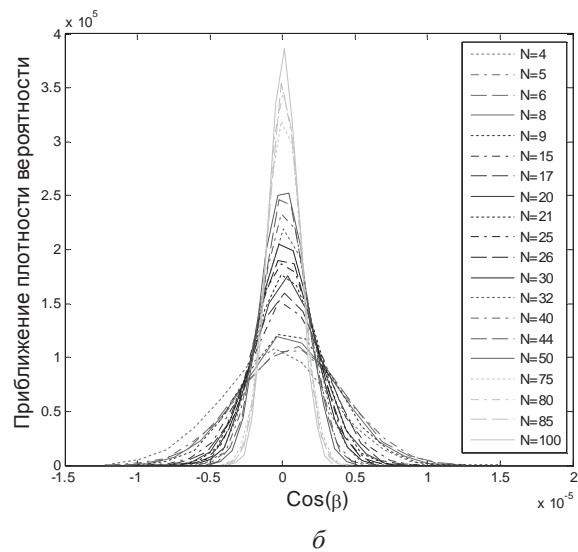
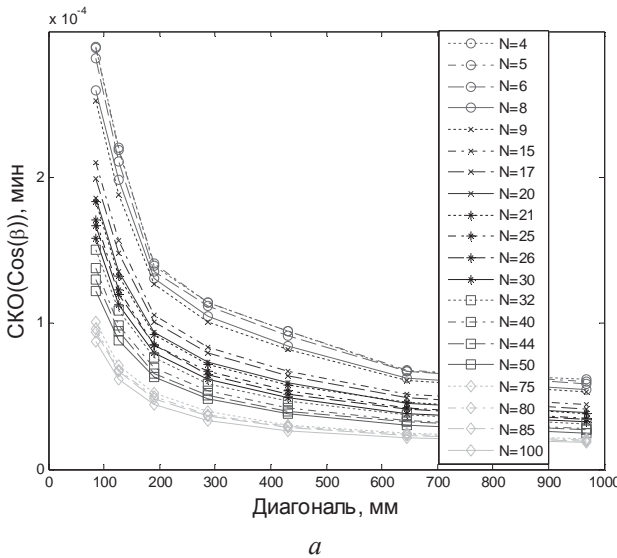
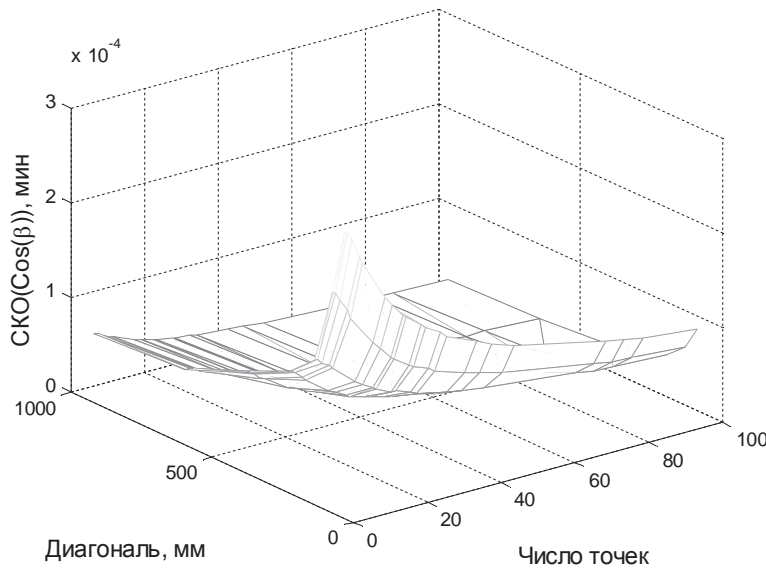


Рис. 5. Графики случайной величины «направляющий косинус $\cos(\beta)$ » в случае распределения инструментальной погрешности по нормальному закону для горизонтальной плоскости:
 а – СКО от диагонали образца; б – приближение плотности вероятности

Аналогично вышеупомянутой величине, для случайной величины «направляющий косинус $\cos(\beta)$ » построен график приближе-

ния плотности вероятности (рис.5,б) и проведена аппроксимация полученной зависимости (рис. 6).



Коэффициенты:
 $p_{00} = 0.0003697$
 $p_{10} = -6.497e-006$
 $p_{01} = -1.252e-006$
 $p_{20} = 6.929e-008$
 $p_{11} = 7.974e-009$
 $p_{02} = 1.843e-009$
 $p_{30} = -2.757e-010$
 $p_{21} = -2.809e-011$
 $p_{12} = -3.641e-012$
 $p_{03} = -9.005e-013$
 Степень согласия:
 R-квадрат: 0.9609

Рис. 6. Аппроксимация зависимости «аппликата Z_0 »:
 $SKO_{Z_0}(N, l) = p_{00} + p_{10} \times N + p_{01} \times l + p_{20} \times N^2 + p_{11} \times N \times l + p_{02} \times l^2 + p_{30} \times N^3 + p_{21} \times N^2 \times l + p_{12} \times N \times l^2 + p_{03} \times l^3$,
 N – число точек, l – длина диагонали, мм

Полученные зависимости могут использоваться для прогнозирования погрешностей измерения координационно-позиционных параметров плоских поверхностей.

С увеличением числа точек контроля SKO всех параметров уменьшается – наблюдается эффект фильтрации погрешности.

Библиографический список

1. Соболев, М.И. Метод Монте-Карло [Текст] / М.И. Соболев; изд. 2-е, испр. – М.: Наука. 1972. – 63 с.
2. МИ 2232-2000 ГСИ. Обеспечение

эффективности измерений при управлении технологическими процессами. Оценивание погрешности измерений при ограниченной исходной информации.

3. Чевелева, А.О. Имитационные алгоритмы генерации разреженных выборок контролируемых точек при координатных измерениях [Текст] / А.О. Чевелева, М. А. Болотов // Региональная научно-практическая конференция, посвящённая 50-летию первого полёта человека в космос. Самара, 14-15 апреля 2011 г.: тез. докл. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011.– С. 145-146.

DIMENSIONS OF CONTROLLED ON CMM FLAT SURFACES AS AN INFLUENCING FACTOR OF THEIR COORDINATE-POSITIONAL PARAMETERS MEASUREMENT ERRORS

© 2012 A. O. Cheveleva, M. A. Bolotov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
 (National Research University)

In this paper the influence of dimensional characteristics of flat surfaces on the coordinate measuring accuracy of their geometric parameters, such as central point coordinates and angular coordinates of the normal vector, is researched in case of dimensional measurement on bridge-type CMM DE A GLOBAL PERFORMANCE 07.10.07. Dependences of considered geometric parameters on control point number and pattern diagonal are obtained.

Coordinate measuring machine, generalized modeling methodology, Monte-Carlo method, instrumental error, measurement error.

Информация об авторах

Чевелёва Анастасия Олеговна, магистр, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: Stasia-5@yandex.ru. Область научных интересов: координатные измерения.

Болотов Михаил Александрович, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: maikl_bol@rambler.ru. Область научных интересов: координатные измерения.

Cheveleva Anastasia Olegovna, magister, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: Stasia-5@yandex.ru. Area of Research: coordinate measurement.

Bolotov Michael Alexandrovich, engineer, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: maikl_bol@rambler.ru. Area of Research: coordinate measurement.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ УЛЬТРАЗВУКОВОГО УПРОЧНЕНИЯ ОБРАЗЦОВ ИЗ СПЛАВА ЭИ698 ПО КРИТЕРИЮ СРЕДНЕИНТЕГРАЛЬНЫХ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

© 2012 В. Ф. Павлов, А. П. Филатов, В. К. Шадрин, А. В. Чирков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Исследованы остаточные напряжения в плоских образцах из сплава ЭИ698 после ультразвукового упрочнения на различных режимах. На основании критерия среднеинтегральных остаточных напряжений определены оптимальные по сопротивлению многоциклового усталости режимы ультразвукового упрочнения.

Плоские образцы, сплав ЭИ698, режимы ультразвукового упрочнения, критерий среднеинтегральных остаточных напряжений.

Исследовались остаточные напряжения в плоских образцах прямоугольного поперечного сечения с размерами 100×12×3 мм (рис. 1) из сплава ЭИ698, обработанных на ультразвуковой установке при различной массе шариков m и времени упрочнения τ . Остаточные напряжения определялись механическим методом [1] при последовательном удалении поверхностных слоёв образцов электрохимическим травлением и измерением возникающих при этом перемещений.

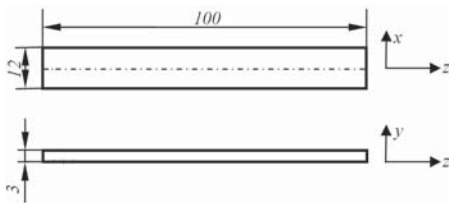


Рис. 1. Образец для исследования остаточных напряжений

Схема замера перемещений образца в процессе электрохимического травления показана на рис. 2. При вычислении остаточных напряжений используются прогибы $f(a)$, измеряемые по середине зоны травления. Приведение замеренных перемещений образца $f(a)_{изм}$ к основному расчётному случаю (рис. 3) производилось по формуле:

$$f(a) = \frac{f(a)_{изм}}{4 \left[1 + \frac{2(L-l)}{l} \right]} = \frac{f(a)_{изм}}{K}, \quad (1)$$

где $f(a)_{изм}$ – перемещение образца, измеренное по схеме, приведённой на рис. 2; L – расстояние от начала зоны травления образца до сечения, в котором измеряются перемещения; l – длина участка образца, на ко-

тором производится удаление слоёв материала.

В исследованных образцах $L = 90$ мм, $l = 60$ мм. Тогда $K = 8$, то есть разрешающая способность метода с указанными размерами образцов увеличивается в 8 раз, что особенно важно при определении остаточных напряжений в тонком поверхностном слое.

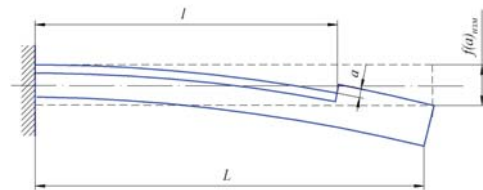


Рис. 2. Схема измерения перемещений полоски $f(a)_{изм}$ в процессе электрохимического травления

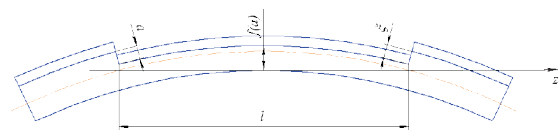


Рис. 3. Схема замера перемещений $f(a)$ для расчётного случая

Следует отметить, что величина перемещений образца напрямую зависит от его жёсткости, которая в процессе удаления слоёв материала изменяется.

Влияние этого фактора учитывается в расчётной формуле для вычисления остаточных напряжений.

Измерение конечной толщины удалённого слоя a_k полосок проводили с помощью микрометра. Она определялась по разности замеров толщины образца до и после травления в 10 ÷ 15 точках, а для расчётов исполь-

зовалось среднее значение. В дальнейшем при вычислениях остаточных напряжений считалось, что скорость удаления слоёв материала по времени остаётся постоянной. Это подтверждается ранее проведёнными экспериментами на сталях 45, ЭИ961 и сплавах ЭИ437Б, ЭИ698ВД, ЖС6У [2, 3]. Поэтому скорость удаления слоёв материала V определялась по формуле

$$V = (h - h_k) / t_k,$$

где h – исходная толщина образца до травления; h_k – толщина образца после травления; t_k – полное время травления.

В проведённых экспериментах скорость удаления слоёв материала составляла 4÷5 мкм/мин.

Остаточные напряжения $\sigma_z(a)$ и $\sigma_x(a)$ связаны зависимостью [1]

$$\sigma_z(a) - \mu \sigma_x(a) = \frac{4E}{3l^2} \times \left[\frac{df(a)}{da} (h-a)^2 - 4f(a)(h-a) + 2 \int_0^a f(\xi) d\xi \right], \quad (2)$$

где μ – коэффициент поперечной деформации; E – модуль продольной упругости; l – длина участка образца, на котором удалялись слои материала; h – исходная толщина образца; a – толщина удалённого слоя; $f(a)$ – прогиб образца после удаления слоя толщиной a , $0 \leq \xi \leq a$.

При ультразвуковом упрочнении, также как и при гидро- и пневмодробеструйной обработке, обработке микрошариками [2, 3], компоненты остаточного напряжённого состояния σ_z и σ_x одинаковы. Поэтому

$$\sigma_z(a) = \sigma_x(a) = \frac{4E}{3(1-\mu)^2} \times \left[\frac{df(a)}{da} (h-a)^2 - 4f(a)(h-a) + 2 \int_0^a f(\xi) d\xi \right]. \quad (3)$$

Основой расчётов остаточных напряжений по формуле (3) являлась деформационная кривая. Для её построения экспериментальные прогибы $f(a)$ аппроксимировались полиномом шестой степени

$$f(a) = a_1 x^6 + a_2 x^5 + a_3 x^4 + a_4 x^3 + a_5 x^2 + a_6 x + a_7$$

с точностью до 1 %.

По результатам расчётов строилась за-

висимость $\sigma_z = \sigma_z(a)$, которая определяет изменение осевых остаточных напряжений по толщине удалённого поверхностного слоя a . Эта зависимость представлена в виде графика в координатных осях σ_z [МПа], a [мкм].

В табл. 1 представлены шесть режимов ультразвукового упрочнения (m – масса шариков, τ – время упрочнения) и прогибы образцов до f_1 и после f_2 упрочнения, а на рис. 4 - 9 – эпюры остаточных напряжений, определённые в каждом из двенадцати исследованных образцов. На рис. 10 приведены осреднённые эпюры осевых σ_z остаточных напряжений по толщине a поверхностного слоя.

Эпюры остаточных напряжений в образцах, упрочнённых на одном режиме, определялись как среднее по двум исследованным образцам.

Разброс в распределении остаточных напряжений в пределах одного и того же режима упрочнения можно объяснить наследственностью и нестабильностью процесса упрочнения, о чём свидетельствуют прогибы образцов, измеренные до f_1 и после f_2 упрочнения (табл. 1).

Различие в уровне напряжений и глубине их залегания можно объяснить интенсивностью режимов упрочнения, а также исходными остаточными напряжениями, наведёнными предшествующими технологическими обработками (закалка, отжиг, шлифование).

С повышением интенсивности режимов упрочнения (увеличение массы шариков m и времени упрочнения τ) до определённой величины максимальные сжимающие остаточные напряжения возрастают, возрастает и глубина их залегания. При дальнейшем повышении интенсивности режимов упрочнения эти напряжения уменьшаются, а глубина смены знака остаточных напряжений увеличивается, что объясняется более интенсивным наклёпом поверхностного слоя образцов. Значения и характер распределения осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя согласуются с ранее полученными данными при обработке УЗУ образцов из сплавов ЭИ698ВД и ЖС6У [2, 3].

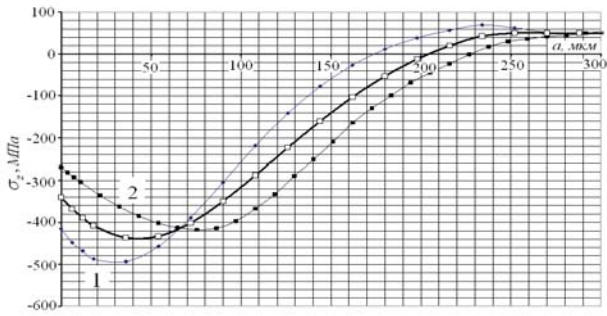


Рис. 4. Этюры осевых σ_z остаточных напряжений при упрочнении на режиме №1; \square – средняя этюра остаточных напряжений

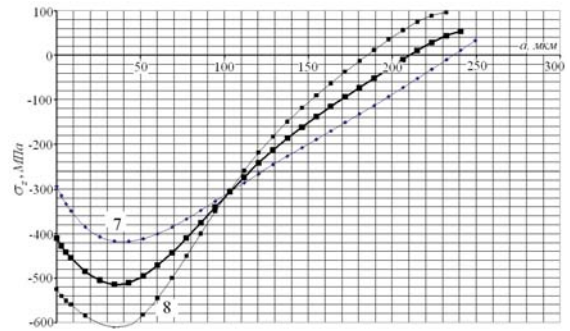


Рис. 7. Этюры осевых σ_z остаточных напряжений при упрочнении на режиме №4; \blacksquare – средняя этюра остаточных напряжений

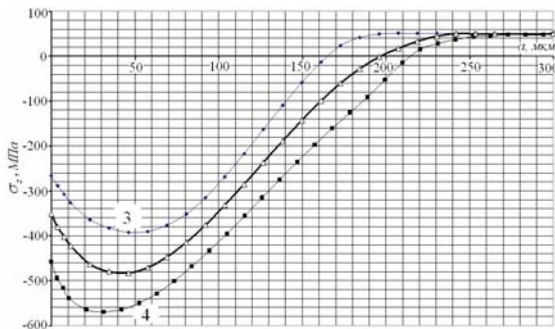


Рис. 5. Этюры осевых σ_z остаточных напряжений при упрочнении на режиме №2; \blacktriangle – средняя этюра остаточных напряжений

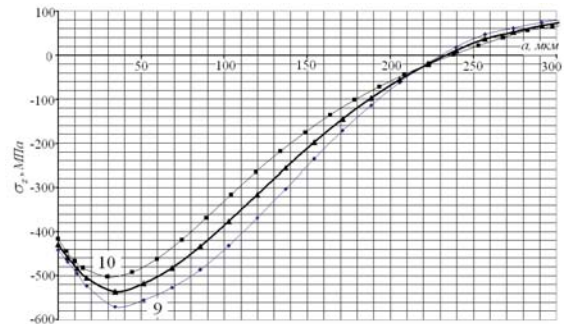


Рис. 8. Этюры осевых σ_z остаточных напряжений при упрочнении на режиме №5; \blacktriangle – средняя этюра остаточных напряжений

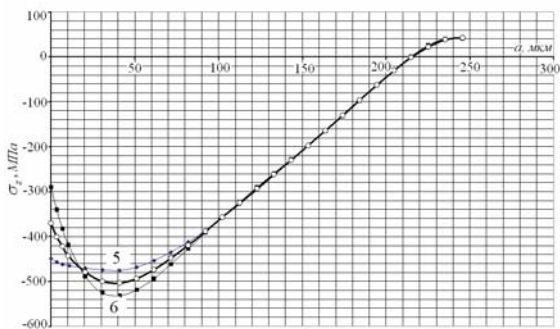


Рис. 6. Этюры осевых σ_z остаточных напряжений при упрочнении на режиме №3; \circ – средняя этюра остаточных напряжений

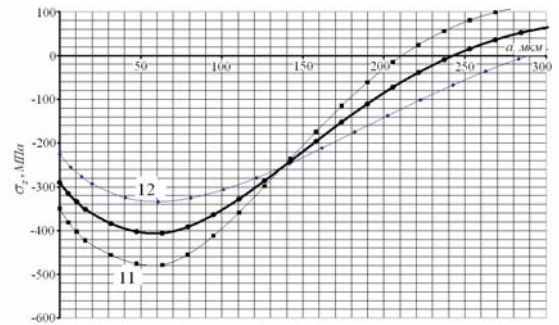


Рис. 9. Этюры осевых σ_z остаточных напряжений при упрочнении на режиме №6; \bullet – средняя этюра остаточных напряжений

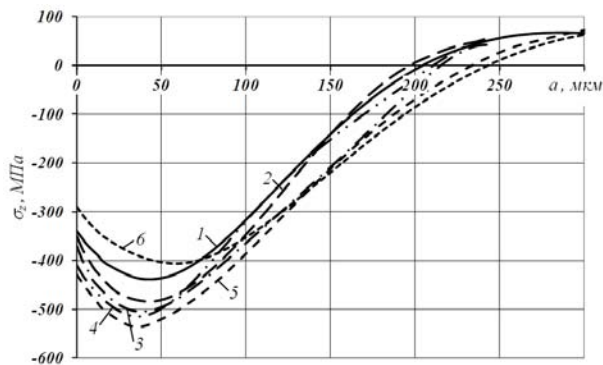


Рис. 10. Этюры осевых σ_z остаточных напряжений при упрочнении на всех режимах; номера этюр соответствуют режимам упрочнения, приведённым в табл. 1

Таблица 1. Режимы ультразвукового упрочнения и прогибы образцов

№ режима	№ образца	m , г	τ , с	f_1 , мм	f_2 , мм
1	1	150	120	0	0,04
	2	150	120	0	0,01
2	3	150	150	0	0,06
	4	150	150	0	0,05
3	5	150	180	-0,01	0,07
	6	150	180	0	0,05
4	7	200	120	-0,02	0,03
	8	200	120	-0,03	0,05
5	9	200	150	-0,01	0,03
	10	200	150	-0,04	0,06
6	11	200	180	0	0,05
	12	200	180	0	0,05

Анализ полученного распределения остаточных напряжений был проведён по следующим параметрам: $\sigma_z^{нов}$ – напряжения на поверхности образца; $\sigma_z^{макс}$ – максимальные напряжения; $a^{макс}$ – глубина залегания максимальных напряжений; a^{OH} – глубина смены знака остаточных напряжений. Эти параметры по всем исследованным образцам сведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты определения остаточных напряжений

№ режима	$\sigma_z^{нов}$, МПа	$\sigma_z^{макс}$, МПа	$a^{макс}$, мм	a^{OH} , мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа
1	-340	-440	0,045	0,155	-408
2	-350	-480	0,045	0,190	-478
3	-370	-500	0,040	0,230	-483
4	-410	-510	0,040	0,220	-488
5	-430	-540	0,040	0,235	-527
6	-290	-405	0,060	0,245	-378

Для оценки влияния остаточных напряжений на предел выносливости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений использовался критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ в виде [2 – 4]

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (4)$$

где $\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в опасном сечении детали; $\xi = a/t_{кр}$ – расстояние от поверхности детали до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе детали

на пределе выносливости.

Экспериментально установлено [2, 3], что значение $t_{кр}$ зависит только от размеров опасного сечения детали. В исследованном случае при толщине образца 3 мм значение $t_{кр}$ должно составлять 0,065 мм (65 мкм). В табл. 2 представлены значения среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$, вычисленные по формуле (4) по толщине 0,065 мм поверхностного слоя упрочнённых УЗУ образцов.

Из приведённых в табл. 2 данных видно, что наибольшие значения критерия $\bar{\sigma}_{ост}$ наблюдаются при упрочнении образцов по режимам №3 – 5. Поэтому, с точки зрения сопротивления многоциклового усталости, при толщине упрочняемой детали 3 мм эти режимы будут наиболее рациональными. Строго говоря, этот вывод справедлив для деталей с концентраторами напряжений. Для гладких деталей этот вывод условен, так как на предел выносливости гладких деталей (образцов) опосредованно оказывает влияние и наклёп поверхностного слоя (увеличение твёрдости, предела текучести) через ту часть остаточных напряжений, которая остаётся в детали после воздействия переменных напряжений [5].

Таким образом, на основании полученных результатов исследования остаточных напряжений и проведённого анализа по указанным в табл. 2 параметрам можно сделать вывод о том, что наиболее оптимальными по сопротивлению многоциклового усталости будут режимы №3 – 5.

Библиографический список

1. Биргер, И.А. Остаточные напряжения [Текст] / И.А. Биргер. – М.: Машгиз, 1963. – 232 с.
2. Павлов, В.Ф. Остаточные напряжения и сопротивление усталости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.Б. Иванов. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 64 с.
3. Павлов, В.Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулук. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

4. Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1986. – №8. – С. 29-32.

5. Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений и наклепа на усталостную прочность [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов // Проблемы прочности. – 1976. – №5. – С. 25-27.

ULTRASONIC HARDENING OF SPECIMENS MADE OF ЭИ698 ALLOY OPTIMAL REGIMES CHOICE USING AVERAGE INTEGRAL RESIDUAL STRESSES CRITERION

© 2012 V. F. Pavlov, A. P. Filatov, V. K. Shadrin, A. V. Chirkov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Residual stresses in flat specimens made of ЭИ698 alloy after ultrasonic hardening under different regimes have been studied. Optimal regimes of ultrasonic hardening have been determined on ground of average integral residual stresses criterion.

Flat specimens, ЭИ698 alloy, ultrasonic hardening regimes, average integral residual stresses criterion.

Информация об авторах

Павлов Валентин Федорович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Филатов Анатолий Петрович, кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Шадрин Валентин Карпович, кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Чирков Алексей Викторович, кандидат технических наук, ассистент кафедры сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Pavlov Valentin Fedorovich, doctor of technical sciences, professor, Head of strength of materials department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

Filatov Anatoliy Petrovich, candidate of technical sciences, associate professor strength of materials department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

Shadrin Valentin Karpovich, candidate of technical sciences, associate professor strength of materials department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

Chirkov Alexey Viktorovich, candidate of technical science, assistant of strength of materials department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

УДК 621.431.75

СНИЖЕНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЗОНАНСНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЛОПАТКАХ РАБОЧИХ КОЛЁС В ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ КСД

© 2012 А. О. Шкловец, М. Н. Сеньчев, П. Т. Джибилов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье рассматриваются методы расчёта резонансных напряжений в лопатках компрессоров, вызванных окружной неравномерностью потока. Показаны подходы к снижению данных напряжений за счёт установки лопаток направляющего аппарата под разными углами и применения профиля Шварова.

Колебания, гармоники, окружная неравномерность.

Одной из основных целей внедрения программ численного моделирования в процесс проектирования и доводки ГТД является снижение потребного количества испытаний и, как следствие, сокращение времени проектирования и доводки изделия. В целом в мировой практике отмечено, что использование численных методов позволяет более чем на порядок снизить затраты на доводку авиационного газотурбинного двигателя.

В данной работе приводятся результаты газодинамических и прочностных исследований по снижению уровня резонансных напряжений в лопатке пятого рабочего колеса (РК) компрессора среднего давления (КСД), вызванных окружной неравномерностью потока из-за наличия в тракте ГТД промежуточной опоры. На рис. 1 представлена схема проточной части исследуемого компрессора.

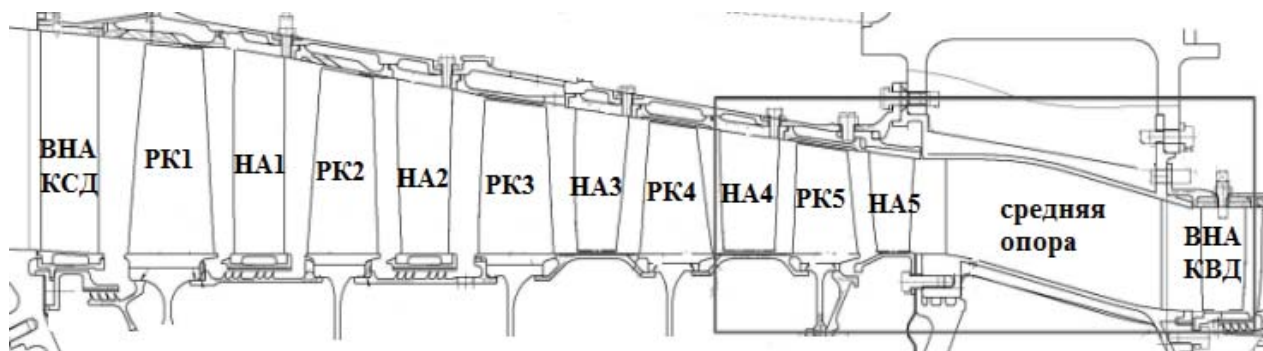


Рис. 1. Схема проточной части исследуемого компрессора

Стойки промежуточной опоры двигателя, располагающиеся за направляющим аппаратом пятой ступени (НА5), имеют разную толщину и распределены с разным угловым смещением относительно друг друга. Из-за сильной неравномерности потока в окружном направлении рабочие лопатки пятой ступени исследуемого компрессора выполнены с антивибрационной полкой.

Для определения наиболее неблагоприятных, с точки зрения неравномерности потока, условий работы компрессора была проведена серия расчётов на основных режимах двигателя: взлётном, крейсерском и малом газе. Для определения распределения пара-

метров потока в последнем рабочем колесе РК5 было решено осуществить моделирование течения воздуха в полноразмерных лопаточных венцах направляющего аппарата четвёртой ступени НА4, РК5, направляющего аппарата пятой ступени НА5, в проточной части средней опоры и входном направляющем аппарате (ВНА) компрессора высокого давления (КВД). Данные венцы выделены на рис. 1. По причине того, что эти лопаточные венцы работают в составе всего компрессора газогенератора, граничные условия для данной полноразмерной модели было решено определять из расчёта секторной модели, которая включала в себя КСД, среднюю опору

и ВНА КВД.

Расчётные сеточные модели создавались в сеткогенераторе Numeca AutoGrid 5. При создании секторной сеточной модели учитывались галтели лопаток и радиальные

зазоры. Средняя опора моделировалась с равномерно распределёнными стойками средней толщины. Рабочая лопатка пятой ступени моделировалась без антивибрационной полки.

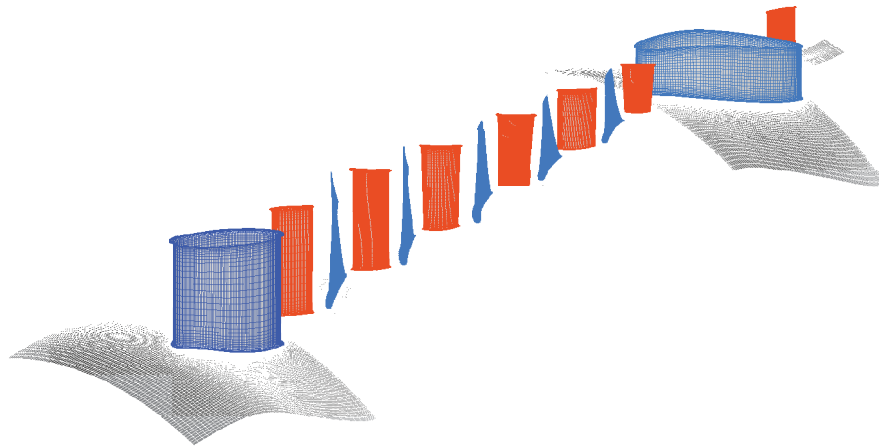


Рис. 2. Расчётная сетка секторной модели

При построении сетки количество элементов по высоте лопаток варьировалось от 57 (короткие лопатки последних ступеней) до 69. Размер элемента, ближайшего к стенке, подбирался таким образом, чтобы обеспечить значение безразмерного параметра y^+ на уровне 1. Среднее количество элементов на лопаточный венец в секторной модели составило 500 тысяч. Общий размер расчётной сетки равен 7,6 миллионов элементов.

Расчёт секторной модели осуществлялся в программном комплексе NUMECA FineTurbo. При расчётах в качестве рабочего тела использовалась модель идеального газа со свойствами сухого воздуха. При этом теплоёмкость и вязкость задавались в полиномиальной зависимости от температуры воздуха. В расчётах в соответствии с рекомендациями [1] была использована низкорейнольдсовая модель турбулентности $k-\epsilon$ Low Re Yang – Shih. Для передачи параметров между венцами использовался интерфейс Full Non Matching Mixing Plane с осреднением параметров потока в окружном направлении. Для моделирования условий определённого режима использовалась соответствующая частота вращения ротора, на входе задавались значения полного давления и температуры, а также угол потока, соответствующие рассматриваемому режиму.

На выходе из расчётной модели задавалось статическое давление таким образом, чтобы степень повышения давления соответ-

ствовала расчётному значению на данном режиме. В результате расчёта секторной модели были определены радиальные эпюры полного давления, полной температуры и угла потока в сечении перед НА4 для каждого из рассмотренных режимов работы компрессора. Далее полученные данные служили граничными условиями для расчёта полноразмерной модели. Расчётная сетка создавалась также в программном комплексе Numeca AutoGrid 5. Количество элементов на один межлопаточный канал было приблизительно равно 75 тысячам. Количество элементов сетки средней опоры составило порядка 4 миллионов. Суммарный размер сетки расчётной модели (рис.3) был равен примерно 40 миллионам элементов. Расчёт данной модели выполнялся в программном комплексе ANSYS CFX в стационарной постановке. В данной модели для передачи параметров между венцами использовался интерфейс Frozen Rotor. Выбор данного интерфейса был обусловлен тем, что в процессе его работы не происходит осреднения параметров потока. Расчёты проводились с помощью модели турбулентности $k-\epsilon$.

В качестве рабочего тела при моделировании использовался идеальный газ со свойствами сухого воздуха, теплоёмкость и вязкость которого зависели от температуры воздуха.

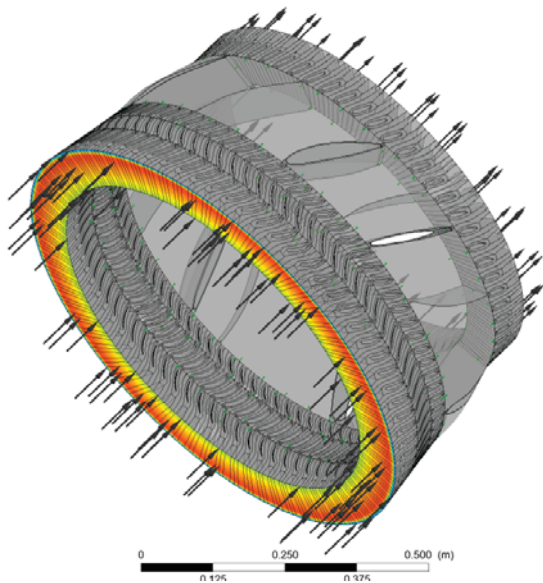


Рис. 3. Вид полноразмерной расчётной модели для определения окружной неравномерности потока

В качестве граничных условий на входе в компрессор задавались распределения полного давления, полной температуры и углов потока на входе. На выходе из расчётной модели задавалось статическое давление. Следует отметить, что граничные условия соответствовали выбранному режиму работы и брались из результатов расчёта секторной модели компрессора.

Расчёт данной модели выполнялся на суперкомпьютере СГАУ «Сергей Королёв». В результате расчёта данной модели были определены газодинамические нагрузки, действующие на все лопатки РК5. Газодинамические нагрузки представляют собой поля

статического давления, действующие на поверхность каждой лопатки. По результатам расчёта были построены графики изменения статического давления в окружном направлении на среднем диаметре в сечении за РК5 компрессора для трёх режимов (взлётный, крейсерский и малый газ). В дальнейшем они были представлены для каждого режима работы в относительном виде. Для этого значения статического давления в окружном направлении были отнесены к среднему давлению в сечении за РК5 для соответствующего режима. Графики изменения относительного статического давления в сечении за РК5 в зависимости от угловой координаты φ приведены на рис. 4.

На нём четко выделяются 7 скачков давления, которые соответствуют стойкам средней опоры, причём самый большой пик располагается напротив самой толстой стойки ($\varphi=180^\circ$).

Необходимо также отметить, что характер окружной неравномерности не зависит от режима работы компрессора и чётко связан с геометрией опоры. Это наглядно видно из рис. 4: графики относительного статического давления для различных режимов работы двигателя «накладываются» друг на друга. Количественно максимальная окружная неравномерность (разница между самым высоким пиком и самой глубокой впадиной на графиках) достигает 18% перед самой толстой стойкой опоры ($\varphi=180^\circ$).

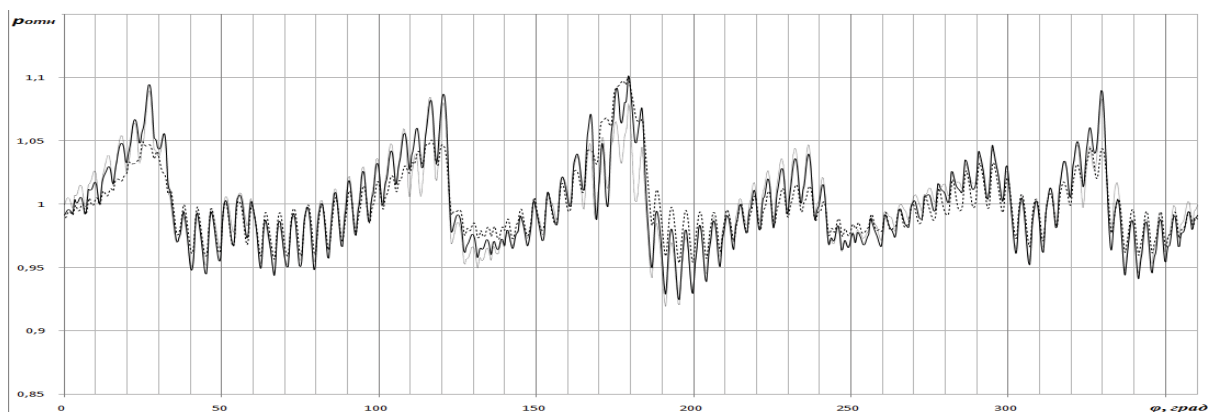


Рис. 4. Изменение относительного статического давления в сечении за РК5 на среднем диаметре: — взлётный режим; - крейсерский режим; - - - - малый газ

Уровень резонансных напряжений в исходной конструкции лопатки РК5 определялся в программном комплексе

Ansys Mechanical. Для этого была создана конечно-элементная модель РК (рис. 5) с упорядоченной сеткой, состоящей из 8

узловых конечных элементов для значительного сокращения времени расчёта. В расчётной модели были учтены все особенности конструкции, в том числе галтельный переход пера лопатки в хвостовик.

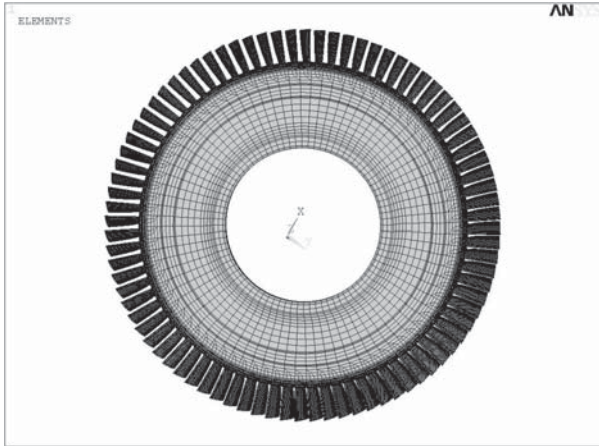


Рис. 5. Конечно-элементная модель РК5

Газовая нагрузка по лопаткам импортировалась из CFD расчёта в Ansys Mechanical, а затем интерполировалась по всем лопаткам РК5. Затем нагрузка раскладывалась в ряд Фурье с целью определения амплитуд возбуждающих гармоник и дальнейшего нагружения модели только гармониками, имеющими максимальную амплитуду. Для вращающегося РК5 возбуждающая гармоника представляет собой цепь назад бегущих волн. Стационарная неоднородность газового потока эквивалентна воздействию совокупности возбуждающих гармоник, совершающих гармонические колебания во времени.

Для определения наиболее опасных режимов работы РК5 в программном комплексе Ansys Mechanical с помощью модального анализа была построена резонансная диаграмма (рис. 6).

Анализ резонансной диаграммы и разложение в ряд Фурье газовой нагрузки показали, что наиболее опасными являются 8-я и 12-я гармоники. Поэтому расчёт напряжений в лопатке вёлся на двух режимах работы: резонансных с 12-й гармоникой и с 8-й гармоникой. В первом случае максимальные эквивалентные напряжения для базового варианта лопатки составили 152,91 МПа, во втором - 121 МПа.

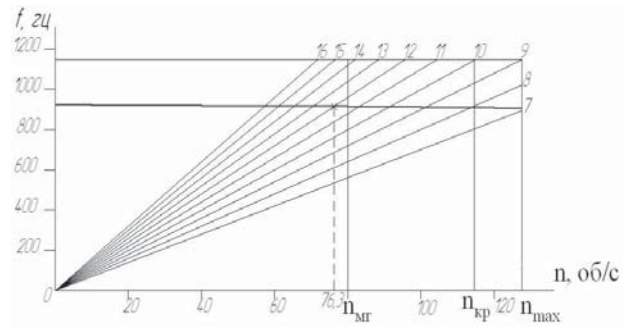


Рис. 6. Резонансная диаграмма РК5

Данный уровень резонансных напряжений является недопустимо высоким, поэтому были рассмотрены различные конструктивные решения по снижению вибрационных напряжений в РК5.

Для увеличения прочностных характеристик лопаток РК5 было принято решение применить профиль Шварова. Аналогично исходной конструкции были проведены газодинамические и прочностные исследования лопатки РК5 с профилем Шварова. На рис. 7 приведено распределение давления по лопаткам с профилем Шварова, а на рис. 8 – КЭ модель данной лопатки.

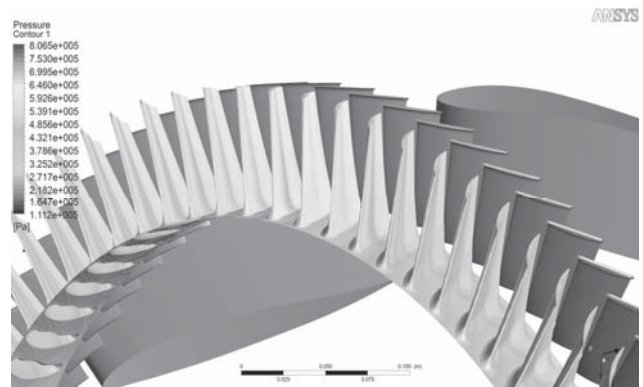


Рис. 7. Распределение давления по лопаткам с профилем Шварова (4 НА условно не показан)

Для лопатки с профилем Шварова максимальные переменные напряжения при резонансе с 12-й гармоникой составили 110,2 МПа [3].

Было рассмотрено конструктивное решение по снижению окружной неравномерности потока. Поскольку опора является сложным техническим узлом и изменение её конструкции приведёт к значительной переделке всего двигателя, для снижения окружной неравномерности потока был выбран путь изменения конструкции НА5.

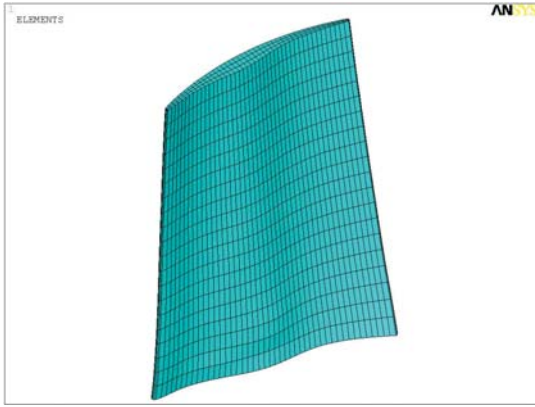


Рис. 8. Конечно-элементная модель лопатки с профилем Шварова

В работе [2] показано, что равномерная решётка профилей, установленная перед плохообтекаемым телом, переносит возмущения вверх по потоку, значительно усиливая их по сравнению с возмущениями, вызванными этим телом при отсутствии решётки. Расположение перед плохообтекаемым телом лопаток под различным углом установки может значительно снизить неравномерность потока, в том числе в области течения перед лопаточным венцом. В этой связи было решено расположить лопатки НА5 перед стойками опоры с различными углами установки. Для этого все лопатки НА5 были разделены на 7 групп. Для разделения лопаток по группам была выполнена развёртка стоек опоры и лопаток НА5 в окружном направлении с жёсткой привязкой друг к другу. Изменение угла установки в пределах каждой группы схематично продемонстрировано на рис. 9. Лопатки, расположенные по разные стороны от плоскости симметрии стойки, поворачивались в противоположные направления относительно исходного положения (показано пунктиром). При этом лопатки, расположенные ближе к стойке, поворачивались на больший угол, а расположенные дальше от стойки - на меньший угол. Следует отметить, что если лопатка НА располагалась в плоскости симметрии стойки, угол её установки не менялся. На данном этапе работы изменение углов установки лопаток в пределах групп было осуществлено по линейному закону. Было рассмотрено два варианта линейных законов, которые отличались один от другого лишь максимальными углами поворота лопаток.

Каждый линейный закон характеризу-

ется максимальным изменением угла установки внутри своей группы. Для первого закона максимальный угол составлял 6° , а для второго - 9° .

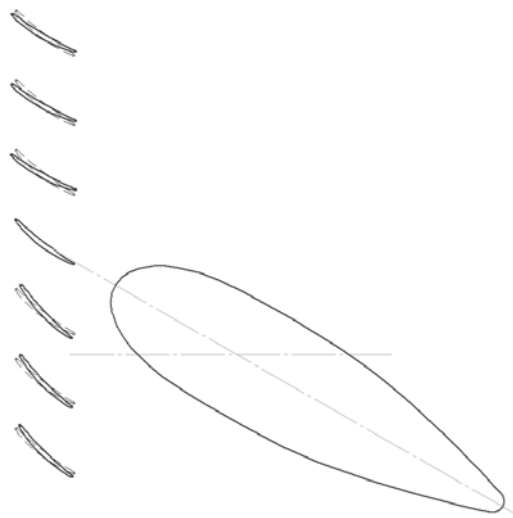


Рис. 9. Схема разворота лопаток в пределах одной группы

Для создания сеток для каждого из законов была построена параметрическая модель, позволяющая при введении максимального угла поворота лопатки автоматически определять угол поворота остальных лопаток группы. Перестроение сетки и создание полноразмерной расчётной модели, аналогичной описанной выше, также происходило автоматически. Таким образом, было создано две расчётные полноразмерные модели, соответствующие двум линейным законам изменения углов установки лопаток НА5.

При определении граничных условий новых расчётных моделей вводилось допущение о том, что изменение углов установки лопаток незначительно повлияет на интегральное распределение параметров между лопаточными венцами. Поскольку ранее было показано, что окружная неравномерность зависит только от конфигурации опоры, для оценки влияния изменения углов установки лопаток на неравномерность потока был произведён расчёт только на взлётном режиме работы двигателя. Технология расчёта полноразмерной модели ничем не отличалась от описанной выше. Для количественной и качественной оценки влияния изменения углов установки лопаток на окружную неравномерность потока были построены графики изменения относительного статиче-

ского давления в сечении за РК5 на среднем диаметре в зависимости от угловой координаты φ (рис. 10). Анализ графиков показывает, что разность давлений на выходе из РК5

при прохождении мимо каждой стойки уменьшилась до 11...12% при первом законе и до 7...12% при втором законе изменения углов установки лопаток НА5.

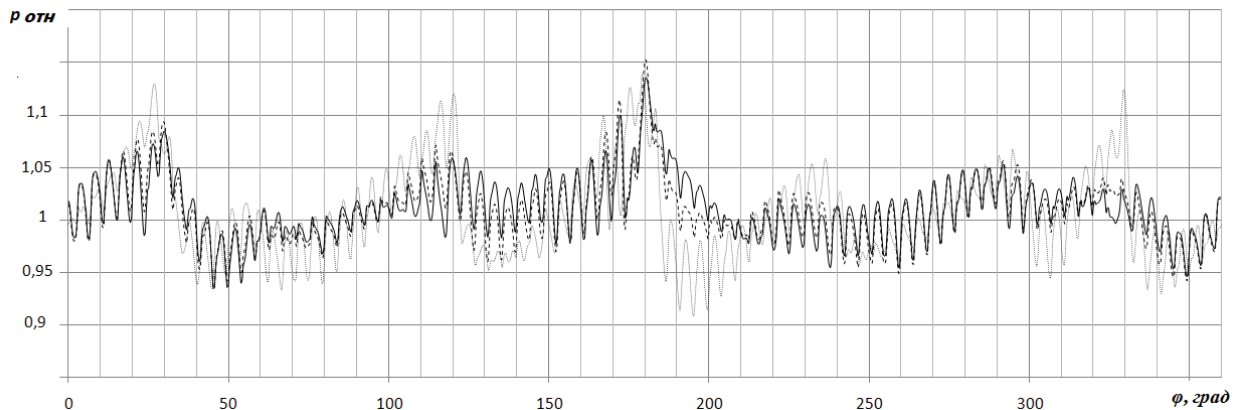


Рис. 10. Изменение относительного статического давления в сечении за РК5 на среднем диаметре на взлётном режиме:

- - исходная форма НА5;
- - - - - первый закон изменения углов установки лопаток НА5;
- - второй закон изменения углов установки лопаток НА5

Следует также отметить практически полное устранение на графике относительного давления "впадины" в области $\varphi=190^{\circ}$ (в районе самой толстой стойки опоры). Относительное давление здесь увеличилось примерно на 7...8%, что позволило снизить перепад давлений на лопатках РК5 при прохождении мимо этой стойки в 1.5 раза.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что за счёт изменения углов установки лопаток НА5 удалось существенно изменить характер неравномерности потока в РК5,

снизить разность давлений на рабочей лопатке при её прохождении мимо каждой стойки опоры.

Проведённые прочностные исследования показали, что максимальные эквивалентные напряжения для первого закона изменения углов установки НА5 составили 87,647 МПа, для второго закона - 78,742 МПа. В табл. 1 представлен результат прочностного расчёта РК5 при резонансе с наиболее опасной 12-й гармоникой для четырёх вариантов исполнения КСД.

Таблица 1. Результаты прочностных расчётов

Виды напряжений	Вариант расчета			
	Исходная лопатка	Профиль Шварова	Разноугловица 1 (исходная лопатка)	Разноугловица 2 (исходная лопатка)
Эквивалентные напряжения, МПа	152,91	110,24	87,647	78,742

Таким образом, только за счёт изменения углов установки лопаток НА5 удалось снизить переменные напряжения в лопатке РК5 практически в 2 раза.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Матвеев, В.Н. Оценка адекватности

электронной модели потока и КПД - характеристики центробежного микротурбинного привода [Текст] / В.Н. Матвеев, Л.С. Шаблий // Вестн. СГАУ. – Самара, 2011. – №2 (26). Ч. 2. – С. 41-47.

2. Сарен, В.Э. Обтекание неравномерной решётки пластин, расположенной перед цилиндром [Текст]: технический отчёт / В.Э. Сарен. – М: ЦИАМ, 1984. – 36 с.

3. Шкловец А.О. Расчёт вынужденных колебаний лопаток рабочего колеса компрессора авиационного газотурбинного дви-

гателя, возникающих от действия окружной // Изв. Самар. научн. центра Российской ака-
неоднородности газового потока [Текст] / демии наук. – 2012. Т. 14.- №1(2). - С.517-
А.О. Шкловец, Г.М. Попов, Д.А. Колмакова 520.

REDUCTION OF VARIABLE RESONANCE STRESSES IN THE LAST STAGE OF MEDIUM PRESSURE COMPRESSOR

© 2012 A. O. Shklovets, M. N. Sen'chev, P. T. Dzhibilov

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

This paper deals with methods for calculating the resonant stresses in compressor blades caused by flow circumferential nonuniformity with modern programs of numerical simulation. Also shown are the approaches to reducing these stresses through the installation guide blades at different angles and profile of Shvarov application.

Fluctuations, harmonics, circumferential nonuniformity.

Информация об авторах

Шкловец Александр Олегович, младший научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: SSAU_Shklovets@mail.ru. Область научных интересов: динамика и прочность в лопаточных машинах, анализ конструкций методом конечных элементов.

Сеньчев Максим Николаевич, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: rider_max@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, рабочие процессы ВРД.

Джибилов Павел Тимурович, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет). E-mail: grishatty@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, рабочие процессы ВРД.

Shklovets Alexander Olegovich, junior research assistant of industrial research laboratory №1, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: SSAU_Shklovets@mail.ru. Area of research: dynamics and strength in blade machines, analysis of structures using FEM.

Sen'chev Maxim Nikolaevich, magistrand, Samara State Aerospace University named after Academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: rider_max@mail.ru. Area of research: workflows in turbomachines, computational fluid dynamics, work processes of the jet engines.

Dzhibilov Pavel Timurovich, magistrand, Samara State Aerospace University named after Academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: grishatty@mail.ru. Area of research: workflows in turbomachines, computational fluid dynamics, work processes of the jet engines.

ВОЗМОЖНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГТУ ЗА СЧЁТ РЕГЕНЕРАЦИИ ТЕПЛА

© 2012 В. В. Кулагин, М. А. Соколов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Произведено исследование влияния регенерации тепла и промежуточного охлаждения рабочего тела на эффективный КПД турбовальных двигателей различных схем.

КПД эффективный, теплоперепад располагаемый, параметры цикла, регенерация тепла, охлаждение промежуточное.

Как известно, эффективный КПД современных ГТУ достигает 30, 35, 40% при уровне мощности соответственно 6, 12, 30 МВт [1], т.е. в лучшем случае 60% тепловой энергии уносится из двигателя с выхлопными газами. Одним из направлений повышения эффективного КПД установки является утилизация (регенерация) тепла выхлопных газов. Эффективность утилизации тепла зависит от степени регенерации, которая для трубчатых теплообменников изменяется в узких пределах $\sigma = 0,8 \dots 0,9$ (здесь принята $\sigma = 0,85$), и от параметров рабочего процесса (T_T^* и $\pi_{к\Sigma}^*$). Повышение величины $\pi_{к\Sigma}^*$ ведёт к уменьшению до нуля разности температур ($T_T^* - T_K^*$) и регенерация становится невозможной. Поэтому на двигателях с высокими параметрами цикла регенерацию тепла необходимо применять совместно с промежуточным охлаждением [1,2].

Исследование проводилось с помощью автоматизированной системы «АСТРА» [3]. За основу для исследования закономерностей влияния регенерации и промежуточного охлаждения на эффективный КПД взят массив из 30 турбовальных двигателей со свободной турбиной ($T_T^* = 1200 \dots 2200\text{К}$, $\pi_{к\Sigma}^* = 10 \dots 50$), рассчитанных на основе НК-36СТ. Реализованные на этом двигателе КПД узлов, коэффициенты потерь, относительные отборы воздуха на охлаждение узлов и некоторые другие коэффициенты приняты одинаковыми для указанного массива двигателей. В случае регенерации и промежуточного охлаждения добавлялись, кроме того, потери полного давления в проточной части коммуникаций, связанных с теплообменником (по 3% в «холодной» и «горячей» коммуникациях).

Изменение $\pi_{к\Sigma}^*$ осуществлялось за счёт изменения $\pi_{кНД}^*$ при постоянном произведении $\pi_{кСД}^* \cdot \pi_{кВД}^* = 10$, как и на исходном двигателе.

Расчитаны и приведены дроссельные характеристики трёхвальной ГТУ с невысокими параметрами цикла (которая представляет наибольший интерес) без регенерации и с регенерацией тепла выхлопных газов.

Результаты расчёта исходного массива двигателей

С повышением температуры T_T^* от 1200 до 2000К эффективный КПД, как видно из рис. 1, увеличивается практически от нуля до $\eta_e = 50\%$ (при $\pi_{к\Sigma}^* = 50$) или от 20% до 35% (при $\pi_{к\Sigma}^* = 10$). Функция $\eta_e = f(T_T^*)$ весьма нелинейна: наибольший прирост КПД имеет место до $T_T^* = 1400\text{К}$, а после 1400К (при $\pi_{к\Sigma}^* = 10$) прирост КПД незначительный. Для $\pi_{к\Sigma}^* = 50$ наибольший прирост - в диапазоне от 1200 до 1600К. Далее прирост снижается практически до нуля при $T_T^* > 2000\text{К}$.

С увеличением $\pi_{к\Sigma}^*$ эффективный КПД повышается тем больше, чем выше температура T_T^* , что объясняется, как известно, уменьшением потерь тепла с выхлопными газами в долях от величины подведённого тепла.

Подчеркнём, что на газотурбинном двигателе без регенерации тепла получить высокий эффективный КПД (порядка 40%) и дальнейшее его увеличение можно только при весьма высоких параметрах цикла ($\pi_{к\Sigma}^* > 20$ и $T_T^* > 1600\text{К}$).

На рис. 2 приведена разность температур газа за турбиной и за компрессором ($T_T^* - T_K^*$). В общем случае она изменяется от 700К (при $\pi_{к\Sigma}^* = 10$ и $T_T^* = 2200\text{К}$) до отрицательной величины -(минус) 500К при $\pi_{к\Sigma}^* = 40 \dots 50$ и $T_T^* = 1000\text{К}$. Пунктирной ли-

нией отмечена граница, которой соответствует прирост эффективного КПД от введения регенерации, примерно равный 3%. Все модификации, которые располагаются ниже этой линии, будем считать неэффективными.

Были рассчитаны и проанализированы зависимости $\eta_e = f(T_{\Gamma}^*, \pi_{\kappa\Sigma}^*)$ для шести типов массивов двигателей, включая исходный массив и пять его модификаций (табл. 1): два варианта установки регенератора (после свободной турбины и до неё) и для каждого из них два варианта установки охлаждения (с охлаждением перед КВД и с охлаждением перед КСД). Результаты расчёта двигателя с регенератором, установленным за газогене-

ратором и с охлаждением перед КСД, не приведены. Рассчитывались и массивы двигателей с охлаждением рабочего тела, но без регенерации тепла: результаты их не приведены, так как они практически не оказывают влияния на полученные закономерности изменения эффективного КПД.

Таблица 1. Массивы двигателей

№	Исходный массив	Рег. за свТ	Рег. перед свТ	Охл. перед к. ВД	Охл. перед к. СД
1					
2					
3					
4					
5					
6					

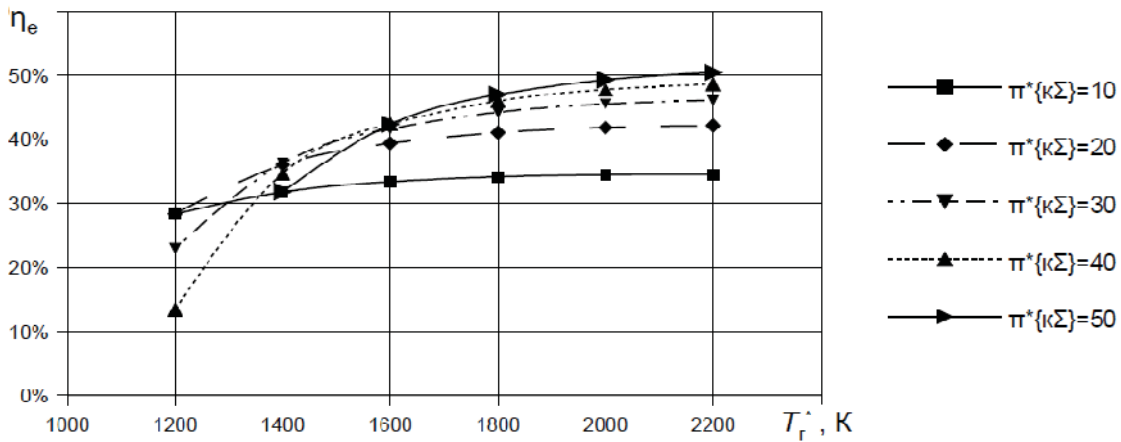


Рис.1. Эффективный КПД как функция T_{Γ}^* и $\pi_{\kappa\Sigma}^*$

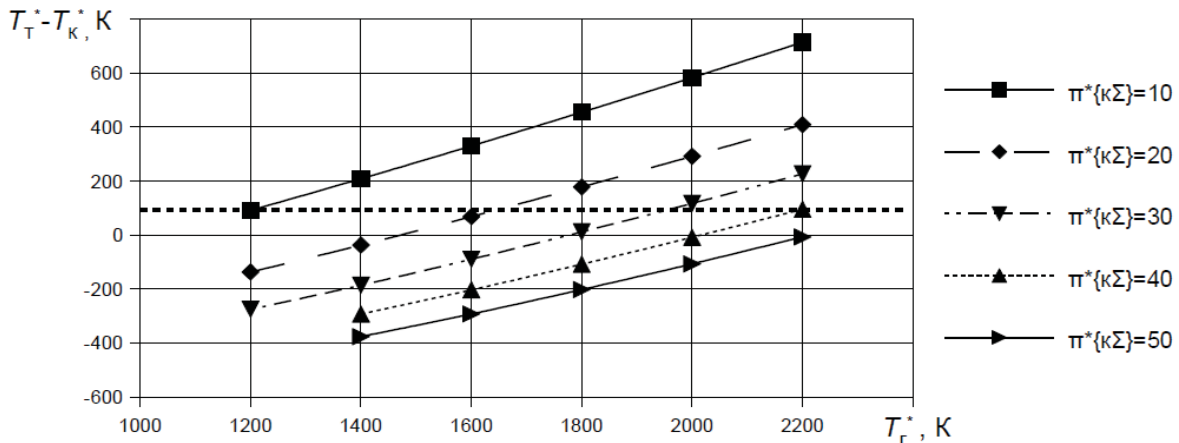


Рис.2. Разность температур как функция T_{Γ}^* и $\pi_{\kappa\Sigma}^*$

Результаты расчёта массива двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов

Регенерация тепла (как следует из рис. 3) принципиально изменяет характер влияния степени повышения давления на эффективный КПД. С увеличением $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ он не повышается (как показано для исходного массива двигателей на рис. 1), а снижается (в

основном диапазоне температур: например, при $T_{\Gamma}^* = 1450\text{К}$ и увеличении $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ от 10 до 50 эффективный КПД снижается вдвое от 40 до 20%). Это объясняется снижением располагаемой разности температур ($T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*$), которая оказывает ключевое влияние на эффективность регенерации тепла. Чем выше $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ и ниже температура T_{Γ}^* , тем меньше

располагаемая разность ($T_T^* - T_K^*$). Она снижается до нуля и становится даже отрицательной при $\pi_{к\Sigma}^* = 20, 30, 40$ и 50 и соответственно $T_T^* < 1400, 1800, 2000, 2200\text{K}$ (рис. 2). Во всех этих случаях регенерация не имеет смысла.

Таким образом, на эффективность двигателя с регенерацией тепла при снижении $\pi_{к\Sigma}^*$ оказывают противоположное влияние два фактора: эффективный КПД исходного

двигателя (без регенерации) снижается (рис. 1), а эффективность собственно регенерации $\Delta\eta_e$ значительно повышается (рис. 4).

Поэтому оптимальная степень повышения давления $\pi_{к\Sigma}^* \text{opt}$ на двигателе с регенерацией тепла (рис. 5) значительно меньше её значения на двигателе без регенерации ([4], рис. 5.12) при одной и той же температуре газа.

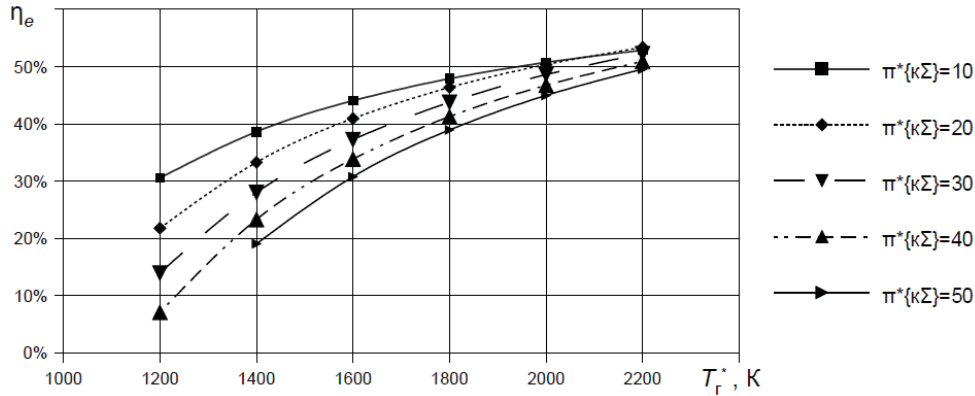


Рис.3. Эффективный КПД двигателей с регенерацией выхлопных газов как функция T_T^* и $\pi_{к\Sigma}^*$

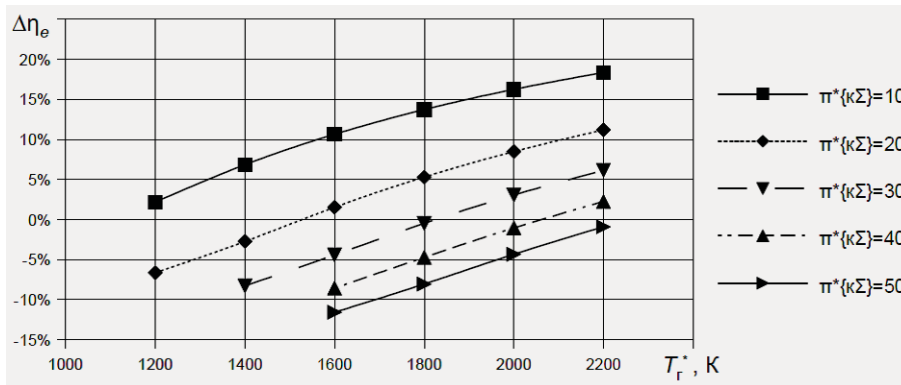


Рис.4. Разность между эффективными КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и без неё

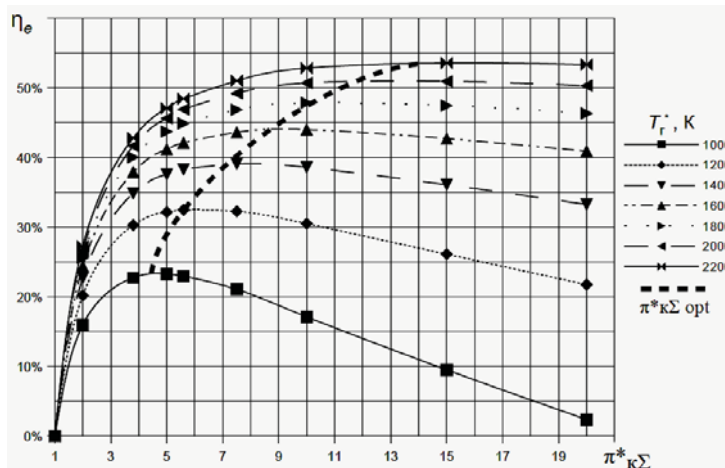


Рис.5. Эффективный КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов как функция T_T^* и $\pi_{к\Sigma}^*$

Как видно из рис. 5, оптимальная степень повышения давления на двигателе с регенерацией тепла, при которой обеспечивается максимальное значение эффективного КПД, равна 5, 7 и 12 соответственно при $T_r^* = 1000, 1400$ и 2000K , что в 5-10 раз меньше, чем на двигателе без регенерации.

Важно подчеркнуть, что за счёт регенерации тепла выхлопных газов можно получить высокий эффективный КПД ($\eta_e = 40-45\%$) ТВаД с низкой степенью повышения давления в компрессоре ($\pi_{\kappa\Sigma}^* \approx 10$), но при достаточно высокой температуре газа перед турбиной ($T_r^* = 1400 \dots 1700\text{K}$). На двигателе без регенерации тепла такие КПД могут быть получены только при весьма высоких параметрах цикла ($\pi_{\kappa\Sigma}^* = 30 \dots 40$ и $T_r^* = 1600 \dots 1800\text{K}$).

Результаты расчёта двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД

Расчёты выполнялись при условии, что температура воздуха перед каскадом ВД снижалась от величины $T_{ВД}^*$ (на двигателе без промежуточного охлаждения) до величины 300K . При этом затраты на охлаждение «охлаждителя» (воды) и её прокачку не учитывались, а потери в проточной части теплообменника принимались по 3% в «холодной» и «горячей» коммуникациях.

Результаты расчётов приведены на рис. 6 - 8. Из них видно, что, во-первых, на двигателях с регенерацией тепла выхлопных газов и промежуточным охлаждением рабочего тела (как и без него) максимальное значение КПД η_e обеспечивается при $\pi_{\kappa\Sigma}^* \approx 10$ при умеренных значениях температуры $T_r^* = 1200 \dots 1600\text{K}$ (рис. 6). Во-вторых, охлаждение при указанных низких значениях $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ (близких к оптимальным) и температуре газа $T_r^* = 1200; 1400; 1600$ и 1800K даёт прирост эффективного КПД соответственно 7; 5; 4 и 3% (рис. 7), а по сравнению с исходным двигателем – 9, 12, 15 и 17% (рис. 8).

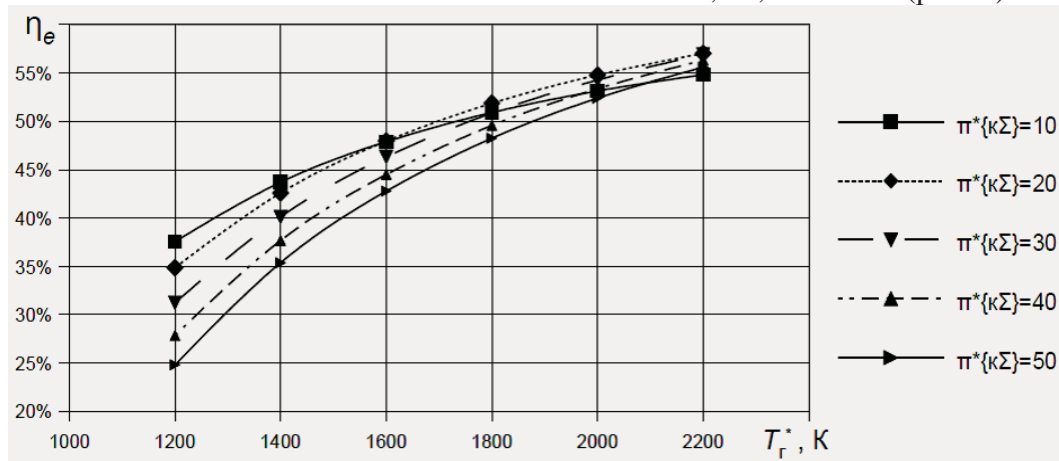


Рис. 6. Эффективный КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД

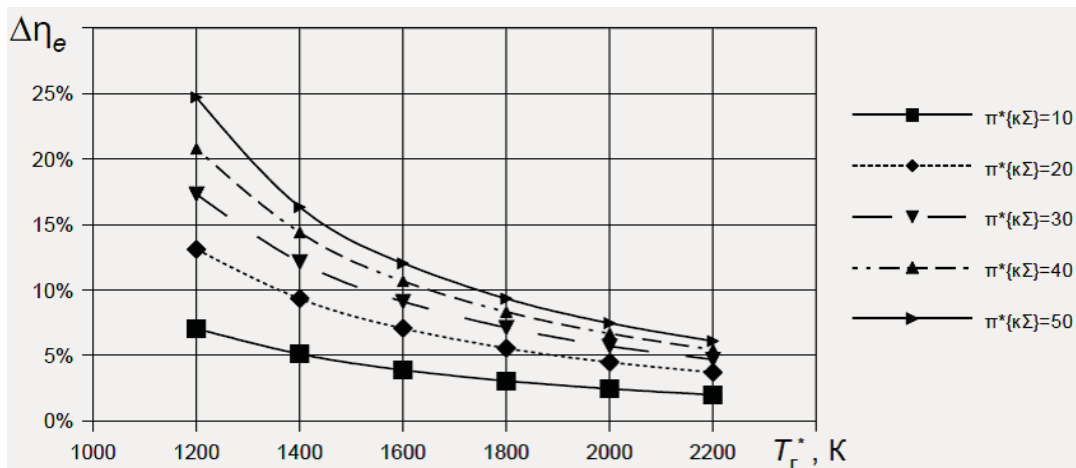


Рис. 7. Изменение эффективного КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов под влиянием охлаждения рабочего тела перед компрессором ВД

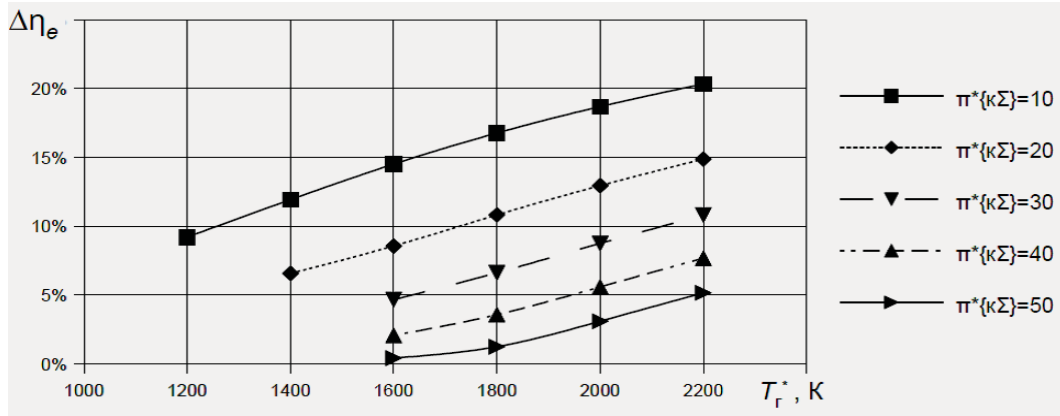


Рис.8. Изменение эффективного КПД двигателей, обусловленное совместным влиянием регенерации тепла выхлопных газов и охлаждения рабочего тела перед компрессором ВД

В результате при указанных температурах T_g^* и весьма низкой степени повышения давления ($\pi^*\{\kappa\Sigma\} \approx 10$) обеспечиваются значения КПД $\eta_e = 38; 44; 48$ и 50% . На исходном двигателе такие КПД можно получить, как уже отмечалось, только при весьма высоких параметрах цикла.

Результаты расчёта двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед компрессором СД

Промежуточное охлаждение рабочего тела в процессе его сжатия в компрессоре ведёт к увеличению эффективного КПД двигателя. Возникает вопрос о выборе места охлаждения: перед каскадом компрессора ВД или СД. Результаты выполненных расчётов представлены на рис.9, 10.

При низких $\pi^*\{\kappa\Sigma\}$, как следует из рис. 10, эффективный КПД в большинстве случаев снижается на $1...6\%$, что объясняется снижением величины охлаждения воздуха от $T_{кнд}^*$

до принятого значения температуры воздуха после охлаждения $T_{всд}^* = 300\text{К}$ (по сравнению с её снижением от $T_{ксд}^*$). При высоких $\pi^*\{\kappa\Sigma\} = 40...50$ он повысился на $2...3\%$, что не представляет большого интереса.

Результаты расчёта массива двигателей с регенератором, установленным за газогенератором (перед свободной турбиной)

Регенерация тепла выхлопных газов становится невозможной в широком диапазоне параметров цикла, где разность температур рабочего тела за свободной турбиной и компрессором ($T_g^* - T_k^*$) становится отрицательной (рис. 2). Существенно большая величина этой разницы и, соответственно, более значительный подогрев воздуха за компрессором обеспечивается, если установить регенератор за газогенератором (за турбиной НД – перед свободной турбиной). Результаты расчётов с такой перестановкой регенератора приведены на рис. 11 - 13.

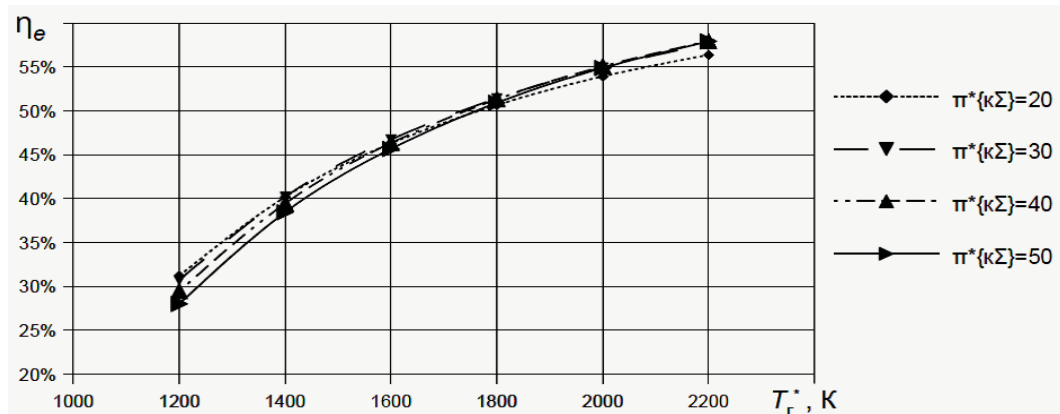


Рис.9. Эффективный КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед компрессором СД

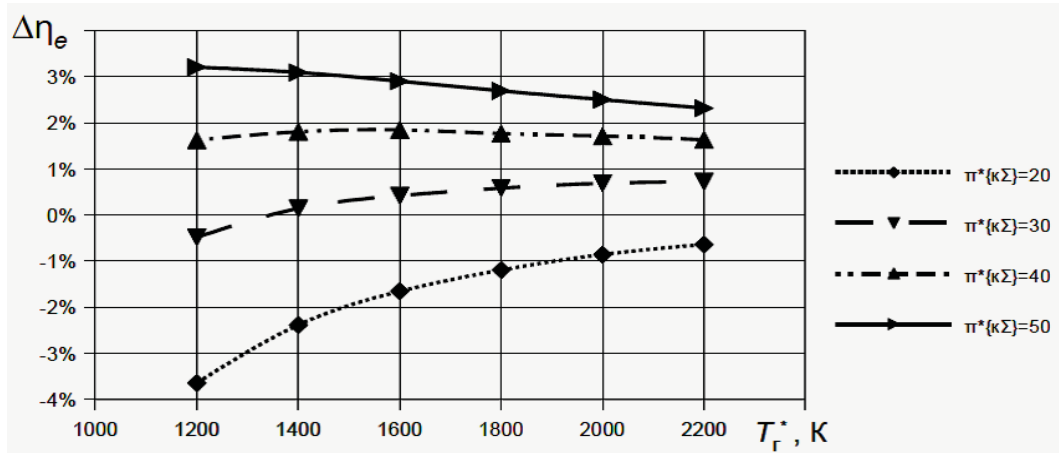


Рис.10. Изменение КПД двигателя с регенерацией тепла при переносе охлаждения из канала перед КВД в канал перед КСД

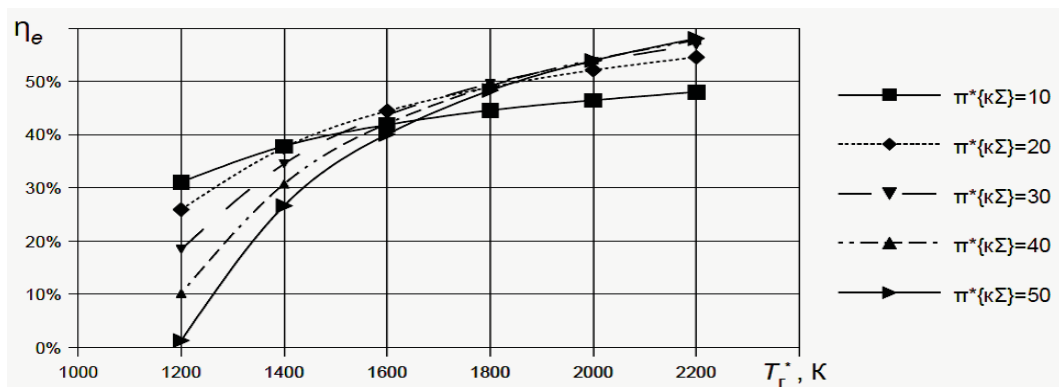


Рис.11. Эффективный КПД двигателей с регенератором, установленным за газогенератором

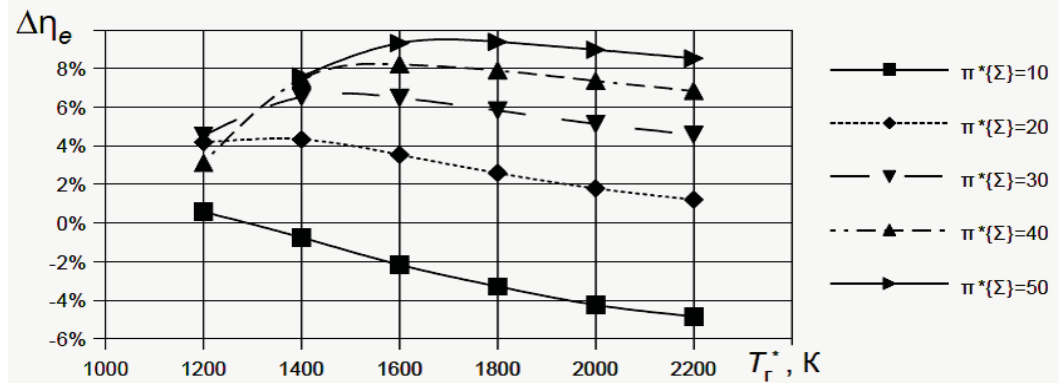


Рис.12. Влияние перестановки регенератора (за газогенератор) на эффективный КПД двигателей

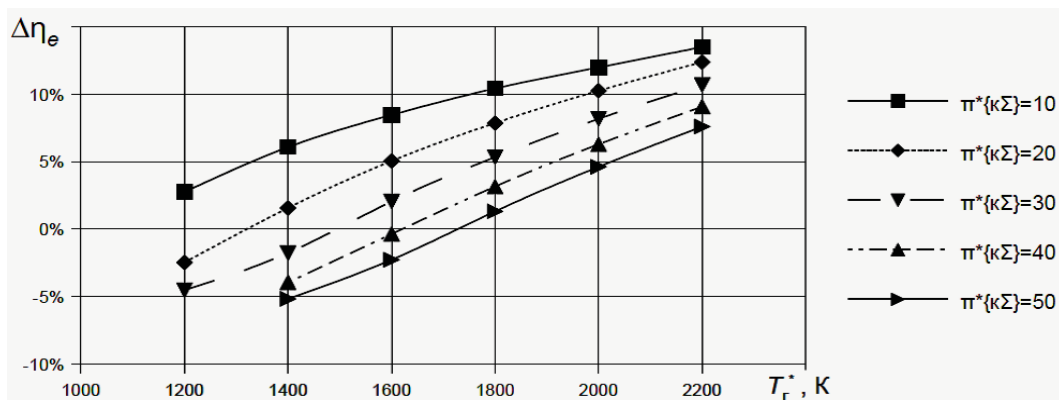


Рис.13. Разность между эффективным КПД двигателя с регенератором, установленным за газогенератором, и исходного двигателя

Перестановка регенератора на двигателе с высокими параметрами цикла ведёт, как и следовало ожидать, к увеличению эффективного КПД. Он увеличивается на 6; 8; 9 % при соответственно $\pi_{\kappa\Sigma}^*=30$; 40 и 50 и $T_{\Gamma}^*=1400$; 1600 и 1800К (рис. 12), но при низких $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ (порядка 10) эффективный КПД снижается при тех же температурах газа на 1...3%, что объясняется более значительным влиянием уменьшения удельной мощности свободной турбины из-за уменьшения температуры газа перед ней в условиях низкого значения $\pi_{\text{св.т.}}^*$.

Результаты расчёта двигателей с регенератором, установленным за газогенератором, и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД

Результаты расчётов представлены на рис. 14 - 17.

Влияние собственно охлаждения в условиях, когда регенератор установлен за газогенератором, показано на рис. 15. Оно весьма заметно отличается от влияния охлаждения в условиях, когда регенератор установлен за свободной турбиной (рис. 7). Там

охлаждение приводит к повышению эффективного КПД при всех значениях $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ и T_{Γ}^* . Здесь при высоких $T_{\Gamma}^*>1400\text{К}$ оно, наоборот, приводит к снижению КПД при всех $\pi_{\kappa\Sigma}^*$.

Влияние перестановки регенератора в условиях работы двигателя с охлаждением рабочего тела перед КВД показано на рис. 16. В рассматриваемом случае перестановка при всех рассматриваемых значениях $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ и T_{Γ}^* приводит к уменьшению эффективного КПД (от 1 до 9%). Без охлаждения перестановка регенератора приводит при низких $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ к менее значительному снижению η_e , а при высоких $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ – даже к повышению η_e .

Эффективный КПД рассматриваемых двигателей при $\pi_{\kappa\Sigma}^*=10$ и $T_{\Gamma}^*=1200$; 1400; 1600; 1800К равен соответственно $\eta_e=34$; 39; 41 и 42% (рис. 14), что на 5; 7; 8 и 9% выше по сравнению с КПД исходного массива двигателей (рис. 17), но на 4; 5; 7; 8% меньше, чем на двигателе с регенерацией тепла и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД (рис. 16).

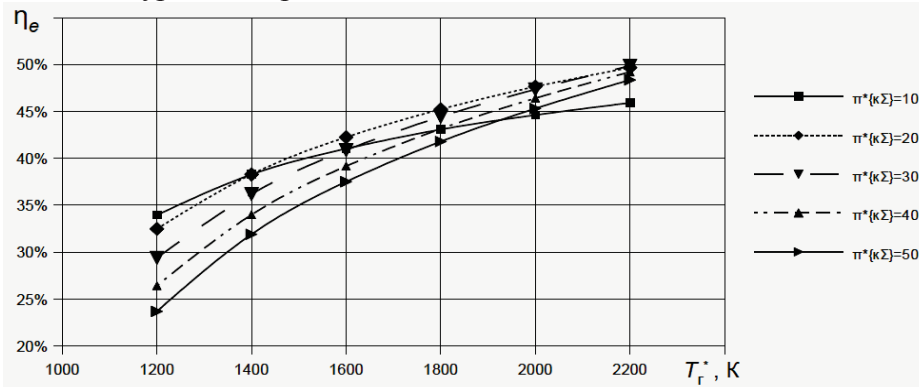


Рис. 14. Эффективный КПД двигателя с регенератором тепла, установленным за газогенератором, и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД

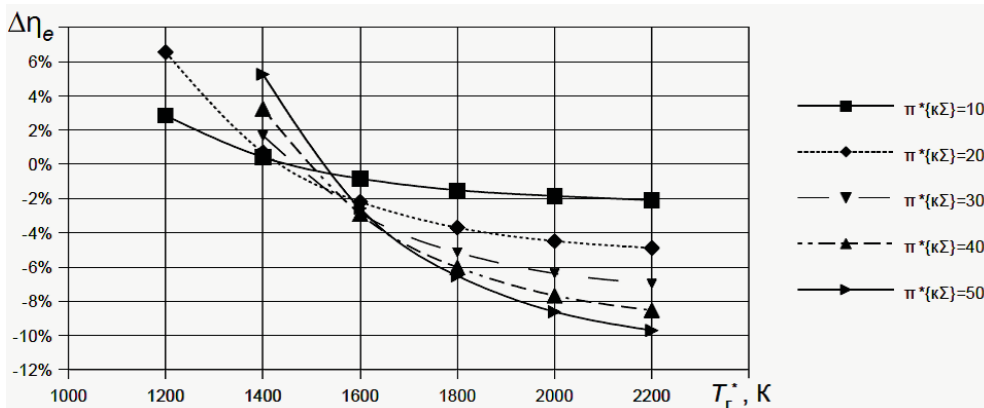


Рис. 15. Изменение эффективного КПД двигателя с регенератором, установленным за газогенератором, при введении охлаждения рабочего тела перед компрессором ВД

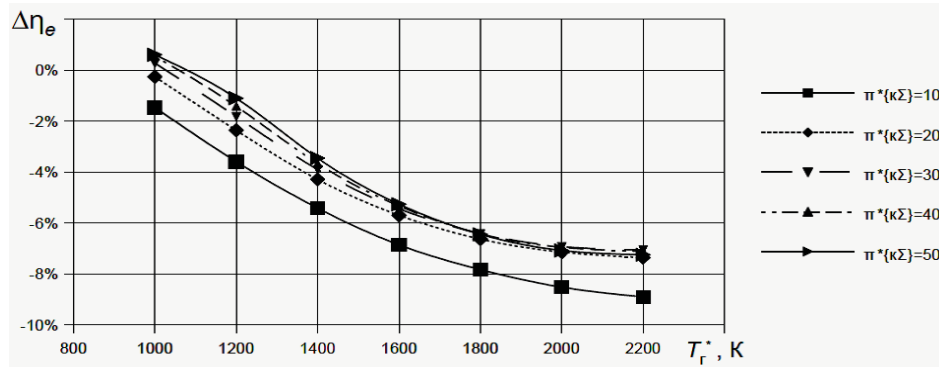


Рис.16. Влияние перестановки регенератора (за газогенератор) на эффективный КПД двигателя в условиях его работы с охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД

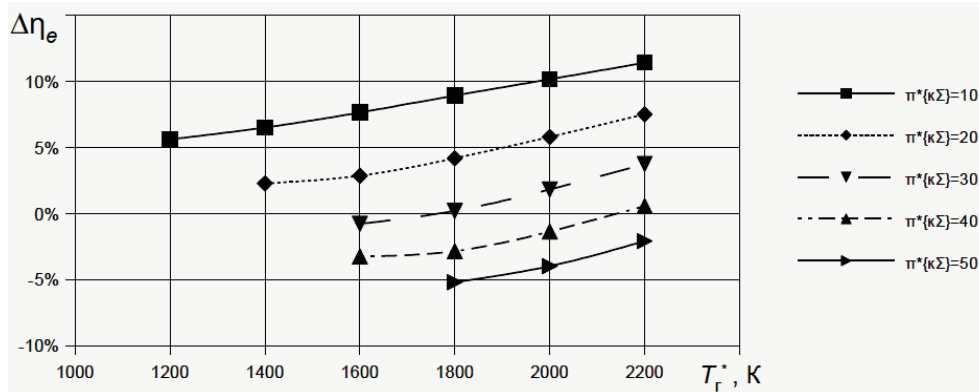


Рис.17. Разность между эффективным КПД двигателя с регенерацией тепла перед свободной турбиной и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД и исходного двигателя

Дроссельные характеристики двухвальной ГТУ без и с регенерацией тепла выхлопных газов

На основе двигателя НК-36СТ рассчитаны дроссельные характеристики ГТУ с трёхступенчатым компрессором НД и с учётом изменения КПД узлов согласно их ха-

рактеристикам. Как следует из рис. 18,а прирост эффективного КПД, обусловленный влиянием регенерации, примерно соответствует полученным выше закономерностям, а по режиму он изменяется незначительно.

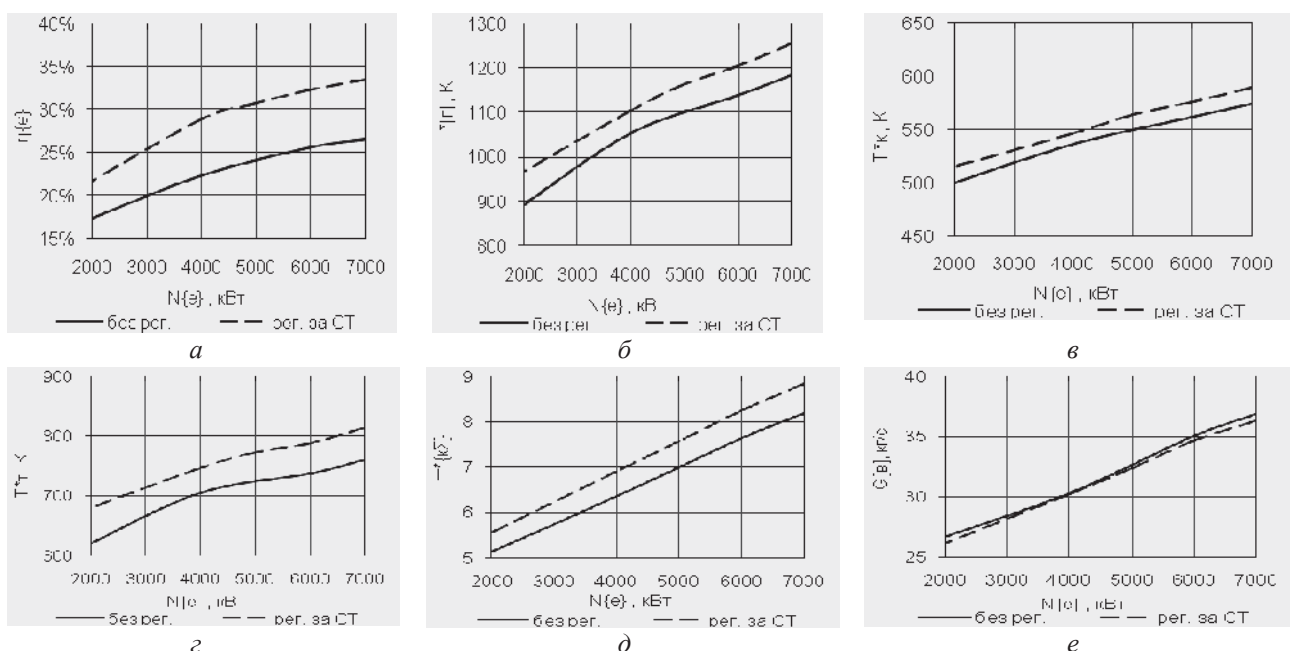


Рис.18. Дроссельные характеристики ГТУ

Проделанные расчёты позволяют сделать следующие выводы:

1. Получены закономерности изменения эффективного КПД и влияния регенерации тепла на его прирост (или снижение) для 6 вариантов массивов двигателей, включая исходный массив (из 30 двигателей) и 5 вариантов с регенерацией тепла: исходный массив (без регенерации); с регенерацией тепла (выхлопных газов); с регенерацией тепла и охлаждением рабочего тела перед компрессором высокого давления; с регенерацией тепла и охлаждением рабочего тела перед компрессором среднего давления; с регенератором, установленным за газогенератором (перед свободной турбиной); с регенератором, установленным за газогенератором и охлаждением рабочего тела перед компрессором высокого давления.

2. За счёт регенерации газов можно обеспечить такой же высокий эффективный КПД $\eta_e = 40...45\%$, как и на двигателях с весьма высокими параметрами цикла ($T_r^* = 1600 \dots 1800\text{К}$; $\pi_{к\sigma}^* = 30...40$), но при низкой степени повышения давления $\pi_{к\sigma}^* \approx 10$ и достаточно высокой температуре газа перед турбиной $T_r^* = 1400...1700\text{К}$.

3. При $\pi_{к\sigma}^* = 5,7$ и 9 соответственно температуре $T_r^* = 1200, 1400$ и 1600К прирост эффективного КПД за счёт регенерации тепла выхлопных газов составляет $\Delta\eta_e = 2,7$ и 11% .

4. Промежуточное охлаждение рабочего тела перед компрессором высокого давления (дополнительно к регенерации) ведёт к увеличению эффективного КПД еще на $\Delta\eta_e = 7,5$ и 4% при тех же параметрах рабочего процесса.

5. Установка регенератора за газогенератор ведёт к увеличению эффективного КПД на 6, 8 и 9% только на двигателе с высокими параметрами цикла: при $\pi_{к\sigma}^* = 30, 40, 50$ и соответственно $T_r^* = 1400, 1600$ и 1800К . На двигателях с невысокими параметрами цикла ($\pi_{к\sigma}^* \approx 10$ при тех же температурах) эффективный КПД снижается на $1...3\%$.

6. Перенос охлаждения (перед компрессором СД вместо ВД) при низких $\pi_{к\sigma}^*$ приводит к снижению эффективного КПД, а при высоких $\pi_{к\sigma}^*$ ведёт к его несущественному увеличению.

7. Из всех 6 модификаций рассматриваемого массива двигателей третья (с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед КВД) имеет самые высокие значения эффективного КПД, а шестая (с регенератором, установленным за газогенератором, и охлаждением рабочего тела перед КВД) – самые низкие.

8. Расчёт дроссельных характеристик подтверждает полученные закономерности влияния регенерации на эффективность ГТУ.

Проведённое исследование является предварительным. Проект двигателя с регенерацией тепла и промежуточным охлаждением требует конструкторской проработки, тщательного гидравлического расчёта проточной части коммуникаций теплообменников и экспериментальной проверки расчётов.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. Кн.3. Основные проблемы: начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД / В.В. Кулагин, В.С. Кузьмичев [и др.]; под общ. ред. В.В. Кулагина. -М.: Машиностроение, 2005. – 462 с.

2. Соколов, М.А. Предварительное исследование закономерностей изменения эффективного КПД турбовальных двигателей различных схем с регенерацией тепла и промежуточным охлаждением рабочего тела [Текст] / М.А. Соколов, В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин [и др.] // Вестн. СГАУ. – 2011. – №3(27). -Ч.4. – С. 21-30.

3. Ткаченко, А.Ю. Автоматизированная система термодинамического расчёта и анализа (АСТРА-4) газотурбинных двигателей и энергетических установок [Текст] / [А.Ю. Ткаченко и др.] // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 28-30 июня 2011г. – Самара: СГАУ, 2009. – Ч.2. – С. 80-82.

4. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. Кн.3. Основные проблемы: начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД / В.В. Кулагин, В.С. Кузьмичев [и др.]; под общ. ред. В.В. Кулагина. -М.: Машиностроение, 2005. – 462 с.

ческих установок [Текст]: учеб.Кн.1. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ;Кн.2Основы теории ГТД. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики /В.В. Кулагин.-2-е изд.М.: Машиностроение, 2003. – 615 с

IMPROVING THE EFFICIENCY OF GAS TURBINES BY REGENERATING HEAT

© 2012 V. V. Kulagin, M. A. Sokolov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Preliminary study of heat recovery and intermediate cooling of working medium effect over the turboshaft engine effective efficiency is carried out.

Effective efficiency, available heat drop, cycle parameters, heat recovery, intermediate cooling of working medium.

Информация об авторах

Кулагин Виктор Владимирович, кандидат технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kulvv@ssau.ru. Область научных интересов: теория газотурбинных двигателей, начальный уровень проектирования ГТД, идентификация математических моделей ГТД.

Соколов Максим Алексеевич, студент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: mxpain@yandex.ru. Область научных интересов: теория газотурбинных двигателей, проектирование ГТД.

Kulagin Viktor Vladimirovich, Candidate of technical Science, Professor at Aircraft Engine Theory Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: kulvv@ssau.ru. Area of research: gas turbine engines theory, initial level of gas turbine engine design, identification of mathematical model of gas turbine engines.

Sokolov Maxim Alekseevich, student of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (national research university). E-mail: mxpain@yandex.ru. Area of research: gas turbine engines theory, gas turbine engine design.

УДК 621.438

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ТЕОРИИ ИСКУССТВЕННЫХ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ ПРИ ОБОБЩЕНИИ И ПРЕДСТАВЛЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

© 2012 В. А. Григорьев, Д. С. Калабухов, В. М. Радько

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Приведена методика обобщения и представления характеристик осевых компрессоров авиационных ГТД с помощью методов нейросетевой аппроксимации. Представлен алгоритм обобщения экспериментальных характеристик в математических пакетах по методам искусственных нейронных сетей. Проведено сравнение результатов аппроксимации и интерполяции характеристик нейронными сетями на основе многослойного персептрона и на основе радиальных базисных функций при различных значениях расчётной степени повышения давления в компрессоре. Показана целесообразность применения методов обобщения и представления характеристик компрессоров с помощью двухслойного персептрона.

Осевой компрессор, обобщение характеристик, аппроксимация, искусственная нейронная сеть, радиальная базисная функция, двухслойный персептрон.

Постановка проблемы

В настоящее время известно несколько методов и способов обобщения и представления характеристик компрессоров авиационных ГТД в графическом виде на различных носителях информации. Современные методы обобщения характеристик предполагают их представление в программных пакетах.

Рациональное задание характеристик компрессора без дополнительных погрешностей возможно при удовлетворении следующих требований:

- высокой точности аппроксимации и интерполяции;
- малого объёма памяти, необходимого для задания на ЭВМ;
- удобства применения в математической модели двигателя на ЭВМ;
- возможности экстраполяции и интерполяции по характеристике компрессора за пределы заданной области;
- простоты реализации метода в алгоритмах программирования на ЭВМ.

Существующие методы, описанные, например в [1-3], имеют общий недостаток – это необходимость пошагового обобщения экспериментальных характеристик компрессоров путём последовательного построения обобщённой характеристики по её характерным линиям, в то время как целесообразно проводить обобщение непосредственно на основе исходных экспериментальных данных.

Существовавшее длительное время представление характеристик в виде таблиц, в связи с малым объёмом оперативной памяти ЭВМ, приводило к её неэкономичному расходованию [4]. Сейчас проблема объёма оперативной памяти ЭВМ не стоит так остро, поэтому экспериментальные данные зачастую задаются в виде таблиц. Однако представление характеристики в табличном виде неудобно ни для визуального восприятия, ни для её анализа. Поэтому в настоящее время требуется применять такие методы обобщения исходных табличных данных, которые позволяют удовлетворить указанным выше требованиям, предъявляемым к представлению характеристик.

В случае полиномиальной аппроксимации данных возникает трудность, связанная с необходимостью выбора очень малого шага по $\bar{G}_{в.пр}$ на режимах, близких к записанию, а при высоких $\bar{n}_{к.пр}$ и $\pi_{к.пр}^*$ – во всём диапазоне изменения $\bar{G}_{в.пр}$. Применение квазилинейной интерполяции по методу [2] приводит к существенной погрешности определения параметров и требует большого количества фиктивной информации в таблице, т.е. при каждом значении $\bar{n}_{к.пр}$ необходимо задавать значения $\bar{\pi}_{к}$ или $\bar{\eta}_{к}$ для всех значений приведённого расхода от минимального при $\bar{n}_{к.пр \min}$ и до максимального при $\bar{n}_{к.пр \max}$. Известные методы табулирования данных и замены переменных [5] с последующей ин-

терполяцией многомерными кубическими сплайнами требуют сложных алгоритмов программирования на ЭВМ и не всегда удобны для использования в математической модели двигателя.

Для ухода от недостатков существующих методов предлагается инновационное направление к обобщению характеристик компрессоров – применение методов аппроксимации характеристик с помощью искусственных нейронных сетей (ИНС). Важным достоинством нейросетевой аппроксимации является возможность получения обобщённых характеристик путём обработки статистических данных, заданных табличным способом в уже существующих прикладных пакетах программ для статистического и нейросетевого анализа (StatisticaNeuralNetworks, NeuroShellPredictor, MatlabNeuralNetworksToolbox и др.). Таким образом, эффективность нейросетевой аппроксимации характеристик может быть оценена до разработки соответствующего модуля в САПР ГТД.

Решение проблемы

Для того чтобы представить на информационном носителе характеристики компрессора, необходимо сперва составить методику обобщения этих характеристик. Использование методов ИНС позволяет достаточно легко обобщать исходные экспериментальные данные, представленные в табличном виде. Алгоритмы обобщения характеристик в математических пакетах по ИНС-методам строятся следующим образом.

1. Значения $G_{в пр}^*$, $\pi_{к}^*$, $n_{пр}^*$, $\eta_{к}$ и $\pi_{к р}^*$, соответствующие экспериментальным точкам, снятым с характеристик вида $\pi_{к}^* = f(G_{в пр}, n_{пр})$ и $\eta_{к} = f(G_{в пр}, n_{пр})$ для компрессоров с различными значениями расчётной степени повышения давления $\pi_{к р}^*$, заносятся либо в одну общую таблицу, либо в две таблицы для построения напорных линий и линий постоянных значений КПД, соответственно.

2. Проводится пересчёт абсолютных значений параметров $G_{в пр}^*$, $\pi_{к}^*$, $n_{пр}^*$, $\eta_{к}$ в относительные $\bar{G}_{в пр}$, $\bar{\pi}_{к}$, $\bar{n}_{пр}$ и $\bar{\eta}_{к}$ для компрессоров с определёнными значениями $\pi_{к р}^*$.

3. Применяются методы нейросетевой аппроксимации к обобщению табличных данных.

После процедуры обобщения характеристик их представляют в виде, удобном для визуального восприятия, анализа информации и применения для расчёта двигателя на начальном этапе проектирования.

Отметим, что проектирование ИНС носит во многом эвристический характер. При аппроксимации нейронными сетями необходимо задавать множество исходных данных и принципов построения и обучения ИНС. К ним относятся: объём обучающей, тестовой и поверочной выборки в процентах от общего числа наблюдений, число скрытых слоёв и нейронов в них, типы функций активации в скрытых и выходном слоях (для многослойного персептрона), диапазон значений значимых весов нейронов в скрытых и выходных слоях, тип поверхности ошибки аппроксимации, число циклов (так называемых эпох) обучения, скорость обучения. В большинстве современных нейросетевых пакетах реализованы алгоритмы автоматизированного построения ИНС путём перебора вариантов задания исходной информации и поиска оптимальных, с точки зрения поставленной задачи, вариантов ИНС. В этом случае пользователем пакета задаётся число сетей для построения или машинное время, в течение которого будет построено определённое число сетей в зависимости от их сложности и качества минимизации ошибок.

Таким образом, недостатком методов ИНС является отсутствие уверенности их проектировщика в том, что построенная им сеть является действительно наилучшей для решения конкретной задачи (в рассматриваемом случае задачи аппроксимации характеристик компрессоров). Ему следует заранее определить, какая степень качества получаемого результата в результате использования ИНС удовлетворяет поставленной задаче. В задаче аппроксимации важнейшими показателями качества являются производительности обучающей $p_о$, тестовой $p_т$ и поверочной $p_п$ выборок, которые представляют собой коэффициенты множественной детерминации R^2 регрессионной модели.

В работе для аппроксимации характеристик осевых авиационных компрессоров со значениями $\pi_{к р}^*$, лежащими в пределах диапазона значений 2,5...22,5, применялись сети на основе многослойного персептрона (МП) и сети на основе радиальных базисных

функций (РБФ). Эти сети были выбраны как относительно простые по своей архитектуре и по алгоритмам обучения и достаточно эффективные для решения статистических задач.

Построение обобщённых характеристик компрессоров проводилось в статистическом пакете StatisticaNeuralNetwork согласно изложенному выше алгоритму в следующей последовательности.

1. Было создано два файла, которые представляют собой таблицы исходных данных, снятых с экспериментальных характеристик для аппроксимации напорных линий $\bar{n}_{\text{пр}} = \text{const}$ и изолиний КПД $\bar{\eta}_{\text{к}} = \text{const}$. Общее число наблюдений для построения линий $\bar{n}_{\text{пр}} = \text{const}$ равнялось 175, а для построения линий было равным 310.

2. Исходные величины параметров обезразмеривались по отношению к значениям этих параметров в рабочих точках экспериментальных характеристик осевых компрессоров.

3. С помощью модуля AutomatedNeuralNetwork проводились следующие операции:

3.1. В меню NewAnalysis был выбран пункт Regression, который позволяет решать задачи регрессии (аппроксимации) исходных данных.

3.2. Выбраны зависимые и независимые переменные модели. Для построения напорных линий в качестве зависимой переменной были испробованы $\bar{G}_{\text{в пр}}, \bar{\pi}_{\text{к}}$ и $\bar{n}_{\text{пр}}$. Лучшие значения показателей производительности сети были получены при аппроксимации зависимости $\bar{G}_{\text{в пр}} = f(\bar{\pi}_{\text{к}}, \bar{n}_{\text{пр}}, \pi_{\text{кр}}^*)$. Для построения изолиний КПД аппроксимировалась зависимость $\bar{\eta}_{\text{к}} = f(\bar{\pi}_{\text{к}}, \bar{G}_{\text{в пр}}, \pi_{\text{кр}}^*)$ при значениях $\bar{n}_{\text{пр}} = \text{const}$.

3.3. В меню (вкладке) Sampling был проведен выбор объёмов обучающей, тестовой и поверочной выборок в процентах от общего числа наблюдений. Обучение ИНС проводилось при различных соотношениях объёмов этих выборок. Лучшие результаты по качеству моделей были получены при

следующем распределении выборок: 60% от общего числа наблюдений составляла обучающая выборка и по 20% – тестовая и поверочная выборки.

3.4. В меню Train/RetainNetwork было выбрано 100 сетей для анализа данных, из которых в памяти ЭВМ сохранялось 5 наилучших. Критерием выбора сохраняемой сети была принята наименьшая ошибка на поверочной выборке.

3.5. В меню NetworkType последовательно выбирались типы проектируемых сетей – двухслойный персептрон с числом скрытых нейронов от 3 до 10 и РБФ с числом скрытых нейронов от 17 до 38.

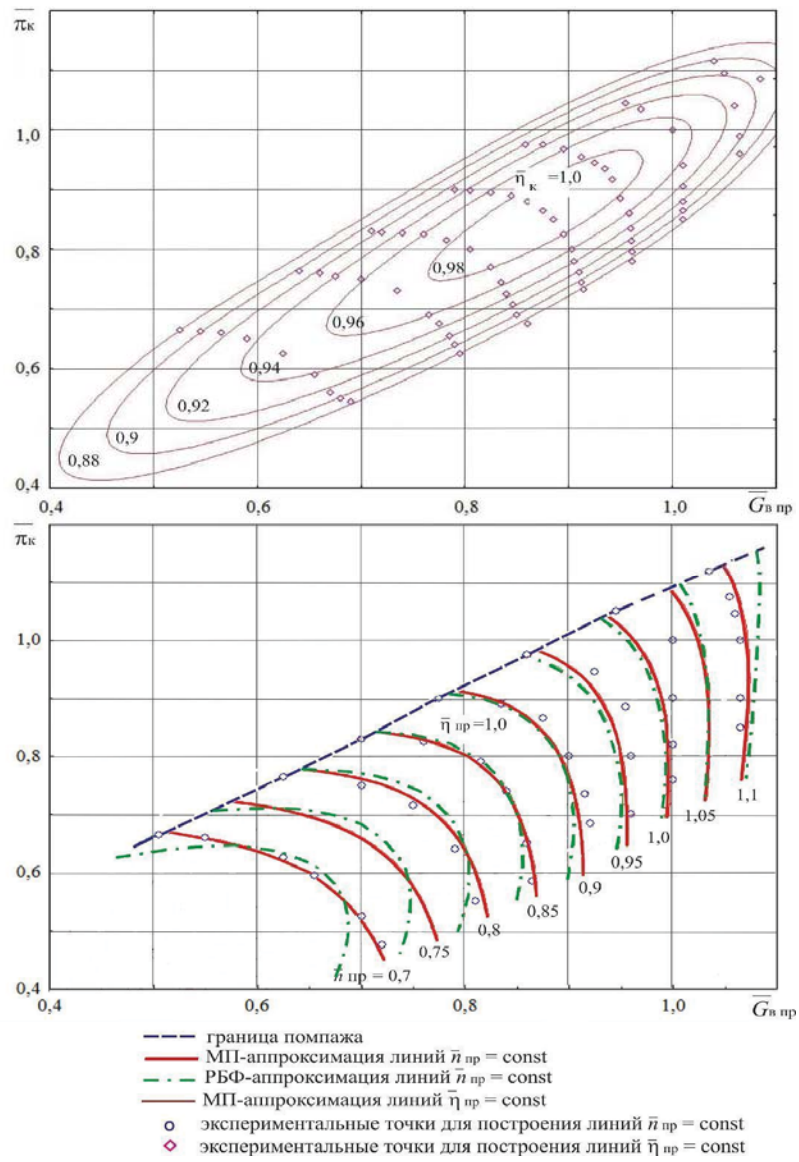
3.6. В меню MLPActivationFunctions выбраны все доступные в модуле функции активации для МП скрытого и выходного слоев для использования их в проектируемых сетях.

3.7. Минимальные и максимальные значения весов статистически значимых нейронов в скрытых и выходных слоях выбирались по умолчанию в меню Weight Decay и принимали значения 10^{-4} и 10^{-3} , соответственно.

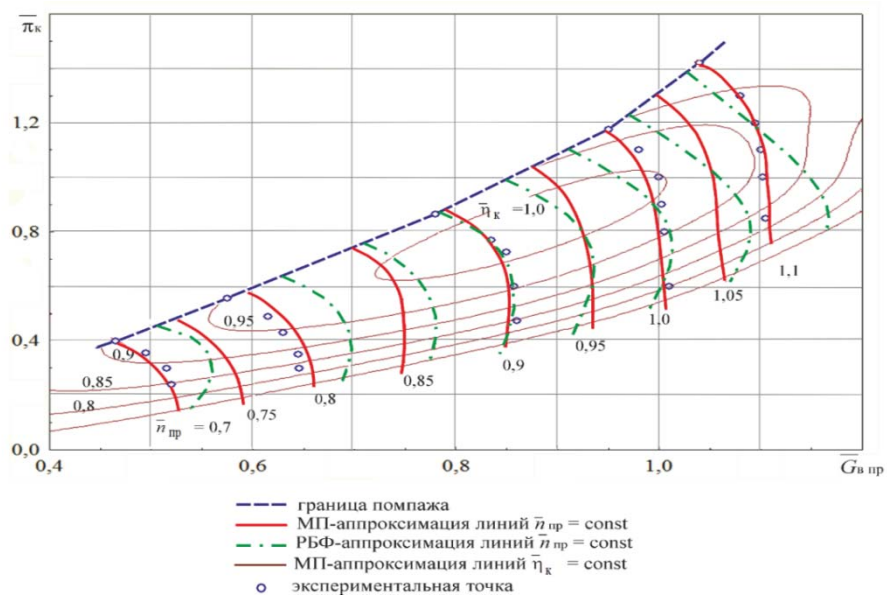
3.8. Проводилось обучение сетей с заданными выше параметрами.

Представление характеристик компрессоров проводилось с помощью средств графической визуализации модуля AutomatedNeuralNetwork. Для получения напорных линий при некотором значении $\pi_{\text{кр}}^*$ зависимость $\bar{G}_{\text{в пр}} = f(\bar{\pi}_{\text{к}}, \bar{n}_{\text{пр}})$ была перестроена в виде $\bar{n}_{\text{пр}} = f(\bar{G}_{\text{в пр}}, \bar{\pi}_{\text{к}})$. Зависимость $\bar{\eta}_{\text{к}} = f(\bar{G}_{\text{в пр}}, \bar{\pi}_{\text{к}})$ использовалась для построения изолиний КПД непосредственно. Отметим, что исходные данные по $\bar{G}_{\text{в пр}}$ и $\bar{\pi}_{\text{к}}$ снимались с характеристик при фиксированных значениях $\bar{n}_{\text{пр}}$.

Результаты аппроксимации обобщённых характеристик компрессоров с помощью ИНС по трём срезам плоскостями $\pi_{\text{кр}}^* = 2, 6, \pi_{\text{кр}}^* = 10$ и $\pi_{\text{кр}}^* = 22,5$ приведены на рис. 1, 2.



а



б

Рис. 1. Обобщённые характеристики осевых компрессоров, построенные с помощью методов ИНС при $\pi_{k*}^* = 2,6$ (а), $\pi_{k*}^* = 10$ (б)

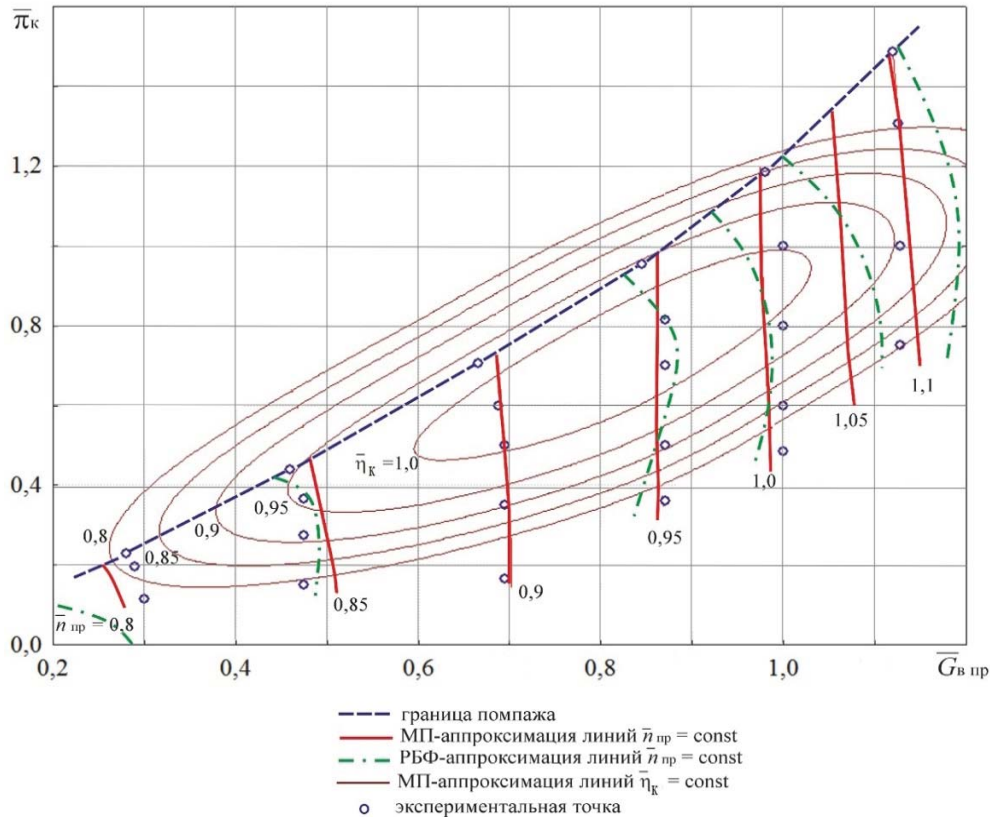


Рис. 2. Обобщённые характеристики осевых компрессоров, построенные с помощью методов ИНС при $\pi_{кр}^* = 22,5$

Из представленных рисунков видно, что аппроксимация характеристик сетями РБФ даёт гораздо менее качественные результаты по сравнению с аппроксимацией сетями, основанными на двухслойном персептроне. Возможно, это объясняется некорректным выбором радиусов и центров обучающих точек программой расчёта РБФ. Другой причиной может быть общая непригодность гауссовой функции активации для аппроксимации характеристик компрессоров.

В отличие от аппроксимации характеристик полиномами, приближение расчётных кривых $\bar{\eta}_{пр} = \text{const}$ к экспериментальным точкам лучше для значений $\bar{\eta}_{пр}$, отличных от расчётного (т.е. $\bar{\eta}_{пр} = 1$) [1]. Вероятно, это объясняется взаимным расположением экспериментальных точек при $\bar{\eta}_{пр} = 1$, затрудняющим плавное протекание кривой достаточно близко к этим точкам.

На рис. 1, 2 также показаны интерполированные кривые $\bar{\eta}_{пр} = \text{const}$, свидетельствующие о достаточно высоком качестве ин-

терполяции при использовании в качестве сети двухслойного персептрона.

Отметим, что методы ИНС в текущих условиях решения поставленной задачи не позволили провести адекватную интерполяцию границы помпажа по различным $\pi_{кр}^*$.

Одной из причин этого является, например, близость значений $\bar{G}_{в пр}$ при фиксированных $\bar{\pi}_к$ и разных $\pi_{кр}^*$. Это приводит к тому, что значения остатков, т.е. погрешностей аппроксимации, зачастую превышают разницу между значениями $\bar{G}_{в пр}$ при обозначенных условиях. Кроме того, пакет STATISTICA не позволяет строить в графических модулях многомерные зависимости с самопересекающимися линиями уровня. Поэтому линии границы помпажа при значениях $\pi_{кр}^* = \text{const}$ строились путём линейной интерполяции соответствующих экспериментальных точек.

Возможно, что для аппроксимации границы помпажа методами ИНС нужны иные алгоритмы обучения нейронных сетей и другие математические пакеты.

Показатели качества лучших из построенных сетей принимают следующие значения:

• $p_o = 0,9968$, $p_T = 0,9968$, $p_n = 0,9945$ для сети, аппроксимирующей зависимость $\bar{G}_{в пр} = f(\bar{\pi}_к, \bar{n}_{пр}, \pi_{кр}^*)$ (сеть характеризуется десятью нейронами в скрытом слое, тангенциальной функцией активации в скрытом слое и экспоненциальной – в выходном);

• $p_o = 0,9581$, $p_T = 0,922$, $p_n = 0,9454$ для сети, аппроксимирующей зависимость $\bar{\eta}_к = f(\bar{\pi}_к, \bar{G}_{в пр}, \pi_{кр}^*)$ (сеть характеризуется девятью нейронами в скрытом слое, экспонен-

циальной функцией активации в скрытом слое и логистической – в выходном).

Эффективность построенных нейронных сетей была проверена при интерполяции обобщённых характеристик по параметру $\pi_{кр}^*$. На рис.3 изображена характеристика при $\pi_{кр}^* = 14$. Ввиду вышеуказанных особенностей и трудностей аппроксимации границы помпажа, на рисунке показана линия границы помпажа, соответствующая значению $\pi_{кр}^* = 10$ (разумеется, такое приближение пригодно лишь для качественной оценки характера напорных кривых).

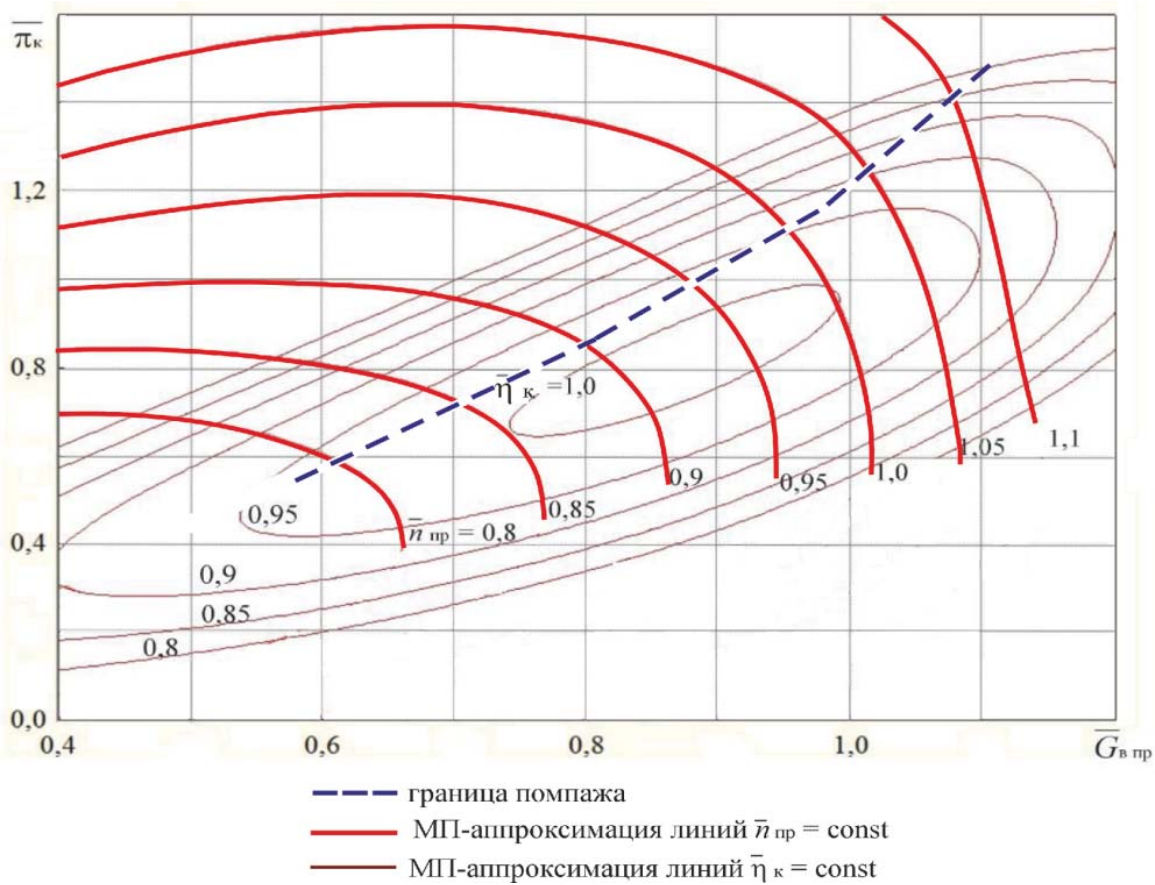


Рис. 3. Интерполированные обобщенные характеристики осевых компрессоров для $\pi_{кр}^* = 14$

Поведение напорных кривых и линий КПД на характеристике качественно соответствует компрессорам средней напорности. Кроме того, сеть на основе МП позволяет экстраполировать характеристики за заданный диапазон значений $\pi_{кр}^*$, но следует отметить, что компрессоры высокого давления с $\pi_{кр}^* > 22$ в авиационных двигателях практически не применяются.

Заключение

Использование нейронных сетей позволяет проводить аппроксимацию заданных табличным способом данных для обобщённых характеристик осевых компрессоров и представлять характеристики в удобном для анализа виде, получать при этом достаточно высокие значения показателей качества аппроксимации. Нейронные сети реализуют возможность интерполяции и экстраполяции

характеристик по основным параметрам рабочего процесса компрессора. Поэтому предлагаемые методы ИНС рекомендуются и для решения задачи обобщения и представления характеристик компрессоров центробежного, осецентрибежного и диагонального типов.

Библиографический список

1. Дружинин, Л.Н. Аппроксимация характеристик компрессора аналитическими функциями двух переменных [Текст] / Л.Н. Дружинин, Н.В. Морозова // Тр. ЦИАМ, Вып. 645.-М.: ЦИАМ, 1975.

2. Коварцев, А.Н. Представление в расчётах на ЭВМ обобщённых характеристик компрессоров ГТД с помощью многомерного параболического сплайна со свободными граничными условиями [Текст] / А.Н. Коварцев // Проектирование и доводка авиаци-

онных газотурбинных двигателей.- Куйбышев: КуАИ, 1983.- С. 25-31.

3. Григорьев, В.А. Разработка для САПР подсистемы визуализации результатов проектирования малоразмерных ГТД [Текст] / В.А. Григорьев, В.А. Морозов // Вестн. СГАУ. Сер.Проблемы и перспективы развития двигателестроения.- Вып. 2.-Ч. 2.- Самара: СГАУ, 1998.- С. 46-50.

4. Горюнов, И.И. Метод представления характеристик компрессоров в математических моделях газотурбинных двигателей [Текст] / И.И. Горюнов // Вестн. СГАУ Самара: СГАУ, - 2006. - №3. - С. 7-12.

5. Тунаков, А.П. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей [Текст] / А.П. Тунаков.-М.: Машиностроение, 1979.- 184 с.

APPLICATION OF THE ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS THEORY METHODS FOR GENERALIZATION AND REPRESENTATION CHARACTERISTICS OF AVIATION GAS TURBINE ENGINES AXIAL COMPRESSORS

© 2012 V. A. Grigoriev, D. S. Kalabukhov, V. M. Rad'ko

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The methods of generalization and representation characteristics of gas turbine axial compressor using the methods of neural network approximation. An algorithm for experimental performance generalization in mathematical packages on methods of artificial neural networks are submitted. We compare the results of approximation and interpolation characteristics by neural networks based on multi-layer perceptron and based on radial basis functions for different values of the design compressor pressure ratio. The expediency of applying the methods of generalization and representation compressor characteristics using a two-layer perceptron are shown.

Axial compressor, characteristics generalization, approximation, artificial neural network, radial basis function, two-layer perceptron.

Информация об авторах

Григорьев Владимир Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: va_grig@ssau.ru. Область научных интересов: испытание авиационных двигателей, начальное проектирование газотурбинных двигателей и их узлов.

Калабухов Дмитрий Сергеевич, младший научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: dskalabuhov@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в авиационных компрессорах и турбинах.

Радько Владислав Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: zpov1969@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в авиационных компрессорах и турбинах.

Grigoriev Vladimir Alekseevich, doctor of technical sciences, professor of the aircraft engine theory department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: va_grig@ssau.ru. Area of Research: the choice of parameters and design of small gas turbine engines.

Kalabuhov Dmitry Sergeevich, junior researcher, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: dskalabuhov@gmail.com. Area of Research: working processes in ultralow power turbines.

Radko Vladislav Mikhailovich, candidate of technical sciences, associate professor of the aircraft engine theory department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: zpov1969@gmail.com. Area of Research: working processes in ultralow power turbines.

УДК 621.431.75

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ НАЧАЛЬНОГО ЭТАПА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГТД МЕТОДАМИ САЕ-СИСТЕМЫ «АСТРА»

© 2012 В. С. Кузьмичев, И. Н. Крупенич, А. Ю. Ткаченко

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье рассмотрены вопросы начального уровня проектирования ГТД. Приведены примеры оптимизации ТРДД для дальнемагистрального самолёта без учёта ограничений по газогенератору и описаны особенности оптимизации ГТД с заданным газогенератором. Приведены примеры выбора параметров для ГТУ и привода газотурбовоза.

Двигатель газотурбинный, оптимизация, проектирование, выбор параметров, управление.

Одной из важнейших и актуальных задач является выбор оптимальных значений параметров рабочего процесса авиационных ГТД. Другим аспектом повышения эффективности создаваемого авиационного ГТД на этапах начального проектирования является оптимизация конструктивно-геометрического облика его турбокомпрессора. Кроме того, важным фактором, определяющим эффективность летательного аппарата (ЛА), является определение оптимального управления ГТД в течение полётного цикла с учётом ограничений режимов полёта ЛА и параметров рабочего процесса двигателя.

Указанные задачи решаются разработанной САЕ-системой «АСТРА» [1], функциональные возможности которой представлены на рис. 1.

Математическое множество значений параметров рабочего процесса ГТД, принадлежащих области локально-оптимальных решений определяется следующим выражением:

$$X_{i\kappa} = \left\{ X \mid Y_i(X_{opt i}, b_{\kappa}, p) \leq Y_i(X, b_{\kappa}, p) \leq \left(1 + \frac{\Delta y}{\rho_i \rho_{\kappa}} \right) Y_i(X_{opt i}, b_{\kappa}, p) \right\}$$

где X – вектор оптимизируемых параметров ГТД; b_{κ} – вектор неоднозначных исходных данных; p – вектор детерминированных исходных данных; ρ_i, ρ_{κ} – коэффициенты, позволяющие учесть степень важности при выборе параметров соответственно критерия оценки Y_i и варианта сочетания исходных данных (b_{κ}, p) .

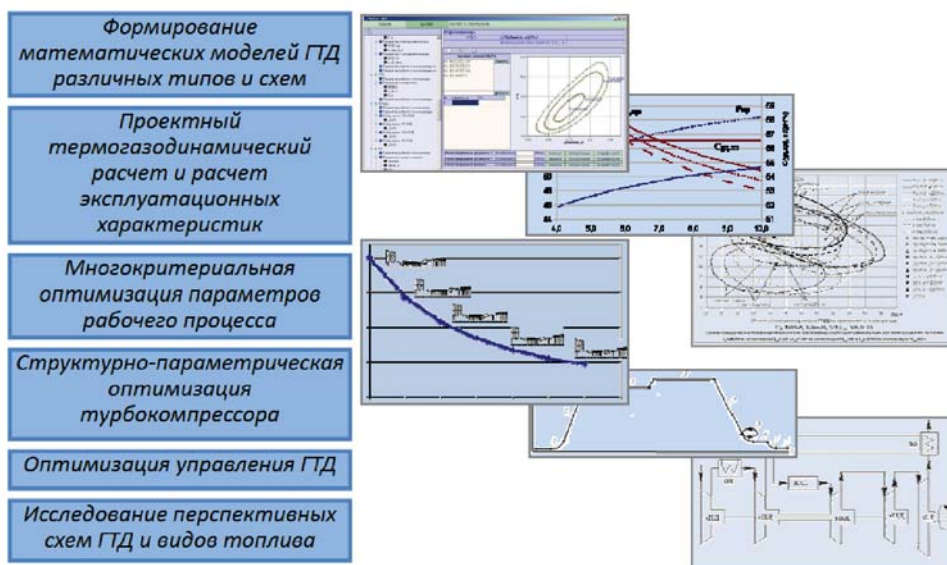


Рис.1. Функциональные возможности САЕ-системы «АСТРА»

Решения, удовлетворяющие комплексу критериев с учётом неопределённости исходных данных (области компромиссов) отыскиваются как результат пересечения локально-оптимальных областей:

$$X_{\cap} = \bigcap_{i=1}^r \bigcap_{k=1}^q X_{ik},$$

где r – количество рассматриваемых критериев оценки Y_i ; q – количество рассмат-

риваемых вариантов сочетания исходных данных неоднозначной величины.

На рис. 2 представлены результаты оптимизации параметров рабочего процесса ТРДД с тягой $P_0=295$ кН без ограничений по газогенератору для дальнемагистрального самолёта АН-124.

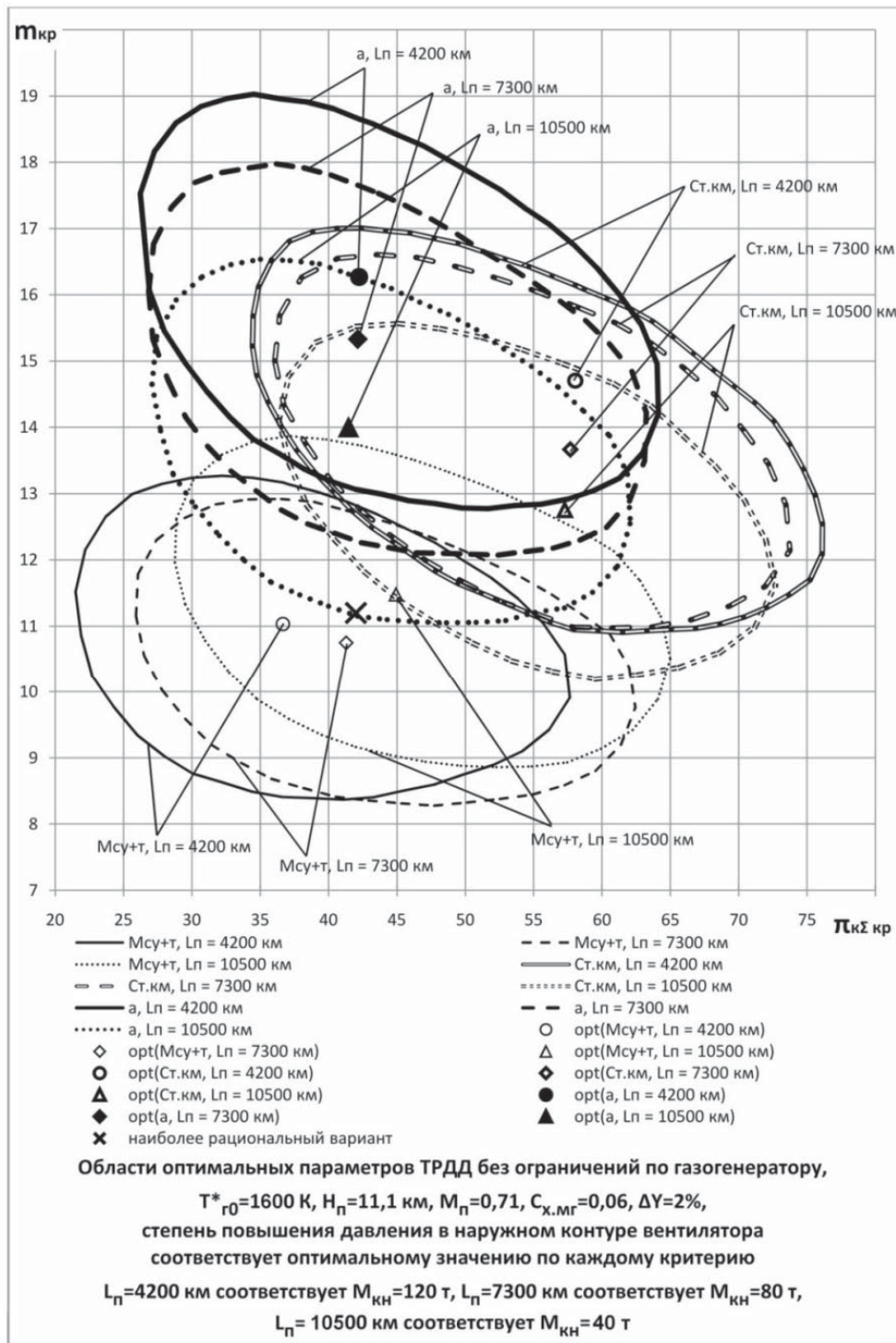


Рис.2. Области оптимальных параметров ТРДД без ограничений по газогенератору

САЕ-система «АСТРА» позволяет решать задачи выбора параметров ГТД при использовании заданного газогенератора. При этом достижение заданных тяг двигателя на взлётном P_0 и крейсерском $P_{кр}$ режимах при одновременном выполнении ограничения на максимальную величину температуры газа перед турбиной $T_{г0}^*$ обеспечивается за счёт подбора степени двухконтурности $m_{кр}$ и температуры газа перед турбиной на крейсерском режиме $T_{гкр}^*$.

Задача оптимизации управления ГТД в процессе полёта ЛА заключается в определении такого изменения параметров регулирования двигателя по траектории полёта, при котором целевая функция, характеризующая эффективность ЛА, достигает оптимума:

$$\bar{u} = \underset{u}{opt} Y(u).$$

В данной задаче в качестве параметров управления процессом выступают параметры регулирования двигателя u_j , совокупность которых однозначно определяет режим его работы. Функции изменения параметров регулирования ГТД в зависимости от текущей дальности полёта L образуют функцию управления u :

$$u = \{u_1(L); u_2(L); \dots; u_k(L)\}.$$

Например, для ТРДД с одним управляющим фактором в качестве функции управления может выступать изменение частоты вращения ротора высокого давления по траектории полёта $u = \{n_{вд}(L)\}$.

Для определения компромиссного варианта управления ГТД, отвечающего комплексу критериев эффективности ЛА, используется минимаксный принцип оптимальности, в соответствии с которым минимизируемой величиной является максимальное значение из набора нормированных критериев эффективности:

$$Y(u) = \max_j (\rho_j F_j^{норм}(u)) \rightarrow \min,$$

где ρ_j – степень значимости j -го критерия; $F_j^{норм}(u)$ – нормированное значение критерия эффективности, которое характеризует относительное отклонение текущего значения данного критерия (например, $C_{Т-км}$, a , \bar{P}) от его оптимального значения F_j^{opt} , най-

денного в результате однокритериальной оптимизации.

Взаимосвязь функции управления и критериев эффективности описывается математической моделью полёта ЛА и определяется путём численного решения системы дифференциальных уравнений динамики полёта.

Как показано в [2], моделирование типовых полётных циклов транспортных и пассажирских самолётов выполняется поэтапно. Следовательно, и оптимизация управления выполняется на каждом этапе отдельно с помощью соответствующей математической модели. При этом заключение о выборе того или иного способа управления на каждом из этапов можно сделать только на основании значений критериев эффективности ЛА, получаемых по результатам моделирования всего полётного цикла.

При составлении методики решения поставленной задачи необходимо учитывать назначение ЛА и особенности управления его силовой установкой на каждом из этапов полёта. На этапах взлёта и посадки, ожидания и предпосадочного маневрирования режимы работы двигателей определяются требованиями безопасности, эксплуатационными требованиями, в соответствии с которыми работа двигателей чаще всего осуществляется на предельных режимах и не предусматривает оптимизации. На этапах набора высоты и снижения режимы работы двигателей также регламентированы, но при изменении высоты полёта параметры двигателей не сохраняются постоянными, а изменяются в соответствии с выбранным законом управления двигателями и изменением внешних условий. Таким образом, оптимизация управления на этих этапах заключается в выборе наиболее выгодного закона управления двигателями, который в совокупности с результатами оптимизации на крейсерском участке обеспечит максимальную эффективность ЛА. Режимы работы двигателей на крейсерском участке могут изменяться в широких пределах. Следовательно, оптимизация управления на крейсерском участке заключается в определении наиболее выгодного изменения режима работы двигателей.

Для дозвуковых транспортных и пассажирских самолётов можно сформу-

лизовать следующую последовательность оптимизации управления ГТД:

- 1) формирование множества возможных законов управления ГТД;
- 2) определение массы и скорости ЛА в начале этапа набора высоты;
- 3) моделирование этапа набора высоты по заданной программе $V = \Psi(H)$ с различными законами управления ГТД и определение параметров состояния ЛА в конце данного этапа;
- 4) оптимизация режимов ГТД на крейсерском участке полёта для каждого варианта набора высоты по совокупности критериев эффективности ЛА, рассчитанных с учётом затрат топлива и времени на этапах снижения и посадки;
- 5) выбор оптимального варианта закона управления по результатам, полученным в предыдущем пункте.

Дальнейшее повышение энергетической эффективности ГТД может быть обеспечено только применением более сложных термодинамических циклов. На рис. 3 в качестве примера показана возможность повышения эффективного КПД примерно на 10% за счёт регенерации тепла выхлопных газов.

На рис. 4, 5 представлены результаты анализа возможности создания на базе этого газогенератора ГТУ с расчётной мощностью 40 МВт и привода газотурбовоза с расчётной мощностью 10 МВт.

Одной из проблем создания ГТУ для газотурбовоза на базе выбранного газогенератора является слишком большой расход воздуха, который не может быть обеспечен входным устройством газотурбовоза. На рис. 6, 7 приведены результаты исследования по возможности снижения расхода воздуха при сохранении потребной мощности.

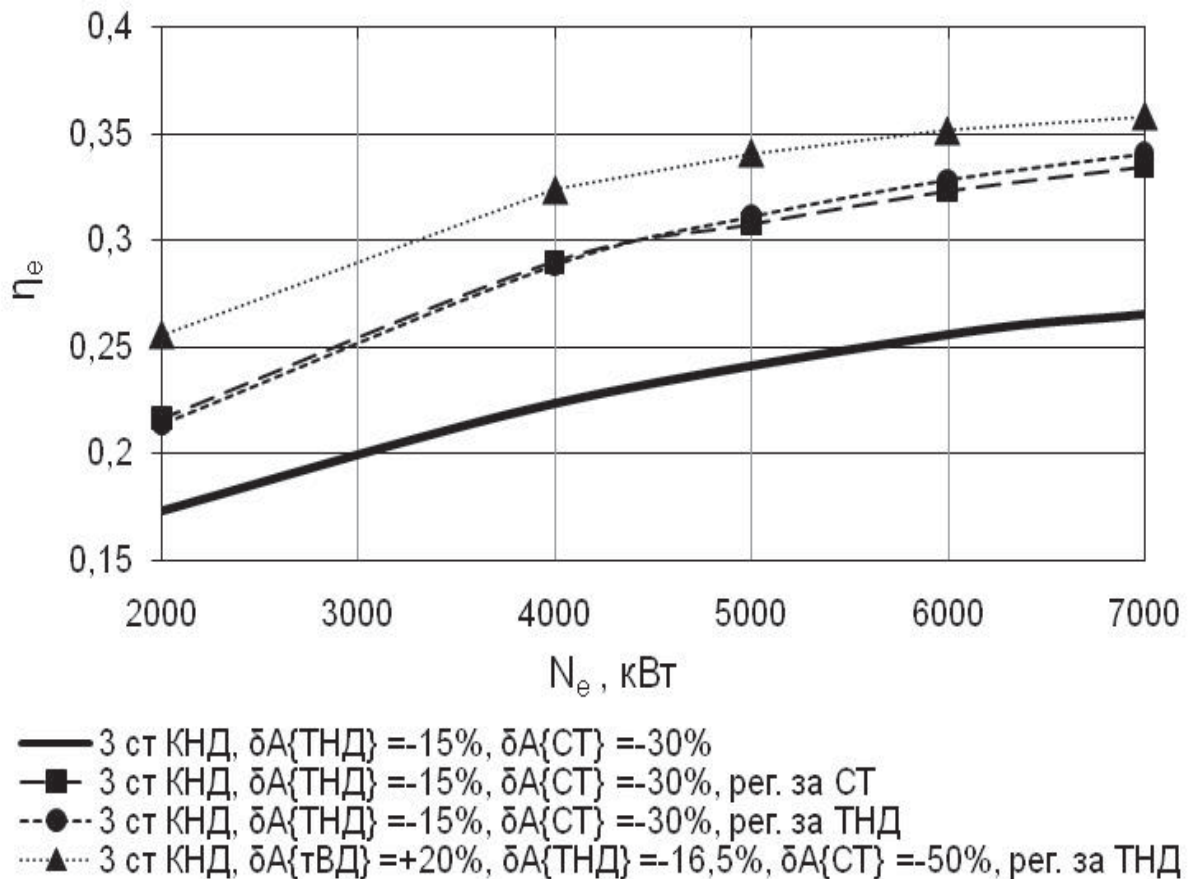


Рис. 3. Исследование возможности повышения КПД ГТУ за счет применения сложных циклов ($T_{z0}^* = 1138 \text{ K}$, $\pi_{\kappa z0}^* = 7,63$, $N_{e0} = 6,0 \text{ MВт}$)

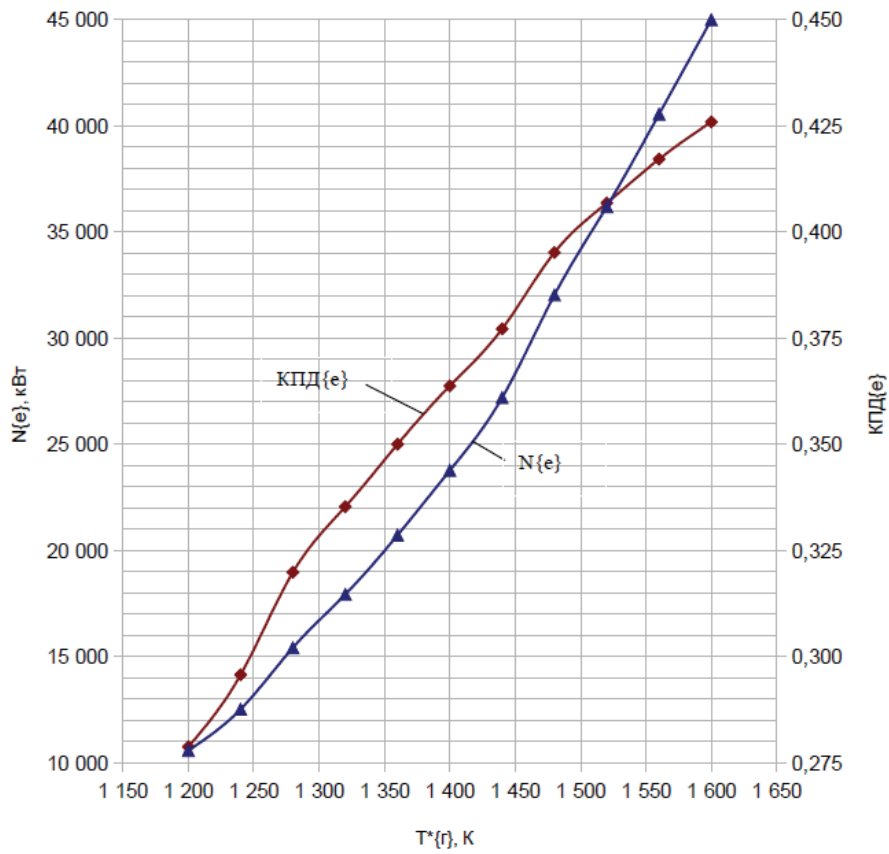


Рис. 4. Дроссельная характеристика ГТУ с расчётной мощностью 40МВт ($H=0, M=0, CAU$)

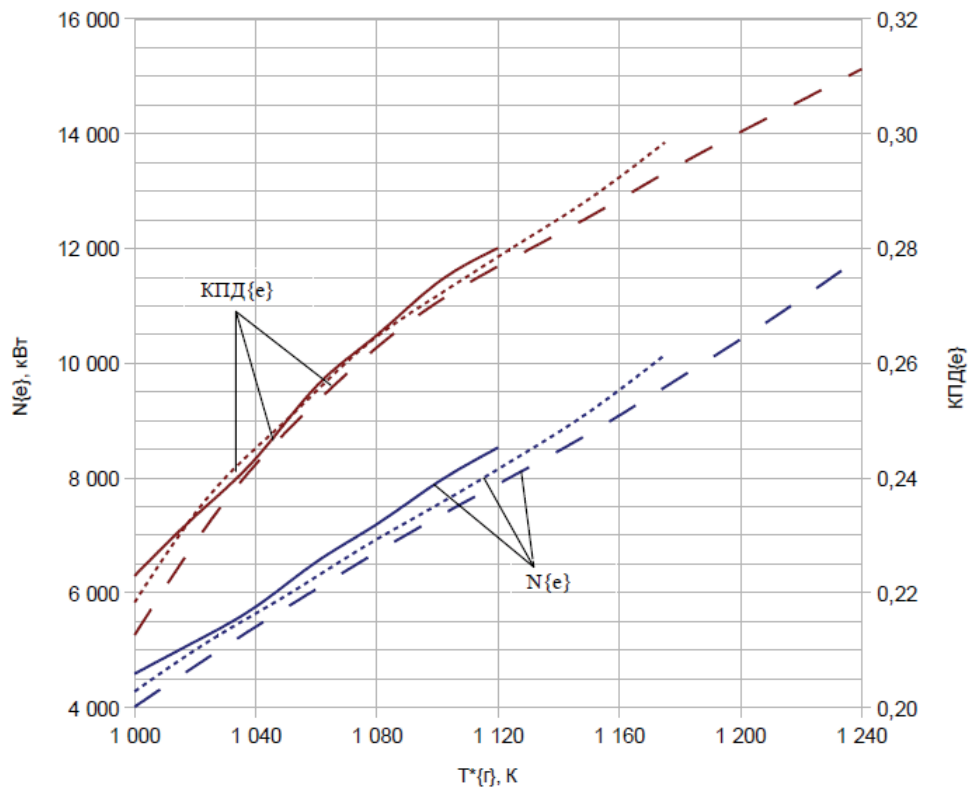


Рис. 5. Дроссельная характеристика ГТУ для газотурбовоза ($H=0, M=0, CAU$):
 — $n_{\text{вд.пр.вВД,расч}} = 100\%$; $n_{\text{вд.пр.вВД,расч}} = 103\%$ --- $n_{\text{вд.пр.вВД,расч}} = 106\%$

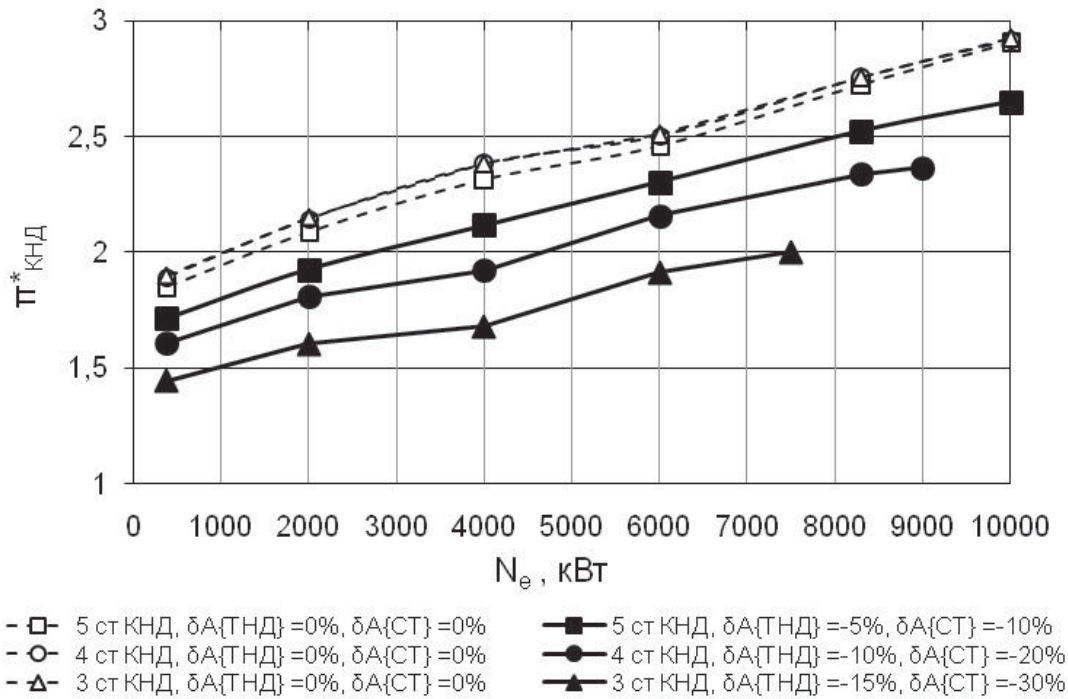


Рис.6. Влияние количества ступеней КСД и пропускных способностей турбин на суммарную степень повышения давления в компрессоре ГТУ

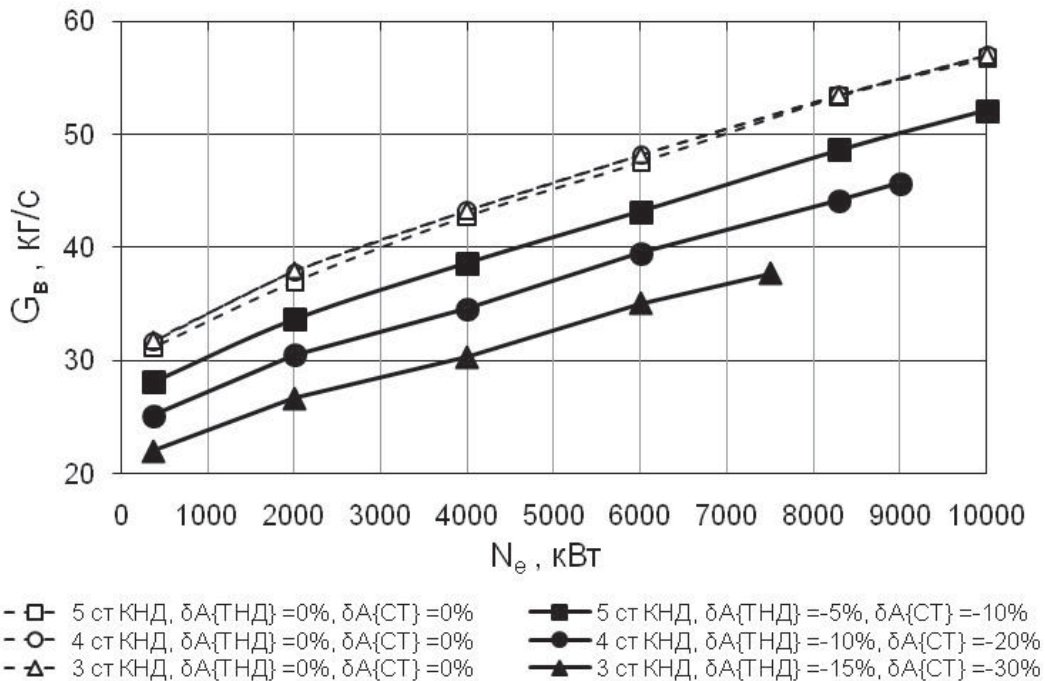


Рис.7. Влияние количества ступеней КСД и пропускных способностей турбин на суммарный расход воздуха через ГТУ

Данная задача может быть решена уменьшением количества ступеней КНД с дополнительным изменением пропускной способности турбин.

Многокритериальная задача формирования рационального облика турбокомпрессора математически может быть сформулирована следующим образом:

$$\Omega^* = \arg \left\{ \min_k \max_i \left(\min_x \max_i \delta y_{ik} (x, S_k) \right) \mid q(x, S) \leq 0, a_n \leq x_n \leq b_n \right\},$$

где $\Omega^* = \{x, S\}$ – множество искомым параметров; $x = (\bar{r}_k, \bar{r}_t, D_{1kj}/D_{1грj}, D_{1грj+1}/D_{1грj})$ – вектор оптимизируемых конструктивно-геометрических параметров размерности n (n –

количество оптимизируемых параметров); S_k – множество конструктивно-схемных признаков (число валов, тип компрессора, турбин, КС и т.д.), определяющих схему турбокомпрессора; y – множество критериев эффективности (масса, стоимость, КПД и т.д.); $q = \{\sigma_{\text{р.доп}}, h_{2k}, \dots\}$ – заданные функцио-

нальные ограничения; $\delta y_k = \rho_i \frac{y_{ik} - y_i^{\text{тз}}}{y_i^{\text{тз}}}$ –

нормированное по техническому заданию значение i -го критерия (или

$\delta y_{ik} = \rho_i \frac{y_{ik} - y_i^{\text{opt}}}{y_i^{\text{opt}}}$); ρ_i – коэффициент важности (весомости) i -того критерия.

Совокупность искомых параметров $\Omega = \{x_1, x_2, \dots, x_n, S_k\}$ представляет собой множество независимых переменных x и схемных признаков S_k , которые определяют концепцию проекта и характеризуют все конструктивно-геометрические параметры турбокомпрессора и однозначно определяют значения частных критериев эффективности

системы более высокого иерархического уровня.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Ткаченко, А.Ю. Автоматизированная система термодинамического расчёта и анализа (АСТРА-4) газотурбинных двигателей и энергетических установок [Текст] / А.Ю. Ткаченко, В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин, И.Н. Крупенич, В.Н. Рыбаков // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 28-30 июня 2011г. – Самара: СГАУ, 2009. – В 2 Ч. Ч2 – С. 80-82.

2. Кузьмичев, В.С. Моделирование полёта летательного аппарата в задачах оптимизации параметров рабочего процесса газотурбинных двигателей [Текст] / В.С. Кузьмичев, А.Ю. Ткаченко, В.Н. Рыбаков // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2012. - т.14, №2(2). - С.491-494

FULFILMENT OF INITIAL DESIGN LEVEL OF GAS TURBINE ENGINE USING THE METHODS OF «ASTRA» CAE SYSTEM

© 2012 V. S. Kuzmichev, I. N. Krupenich, A. Yu. Tkachenko

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Computer-aided system of gas turbine engine calculation and analysis (ASTRA) developed at the Aircraft Engine Theory department of Samara State Aerospace University is described. Its functional capabilities and development of gas turbine engine simulators for various initial-stage design tasks are described.

Computer-aided system; thermogasdynamic calculations; analysis; gas turbine engine.

Информация об авторах

Кузьмичёв Венедикт Степанович, доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kuzm@ssau.ru. Область научных интересов: теория газотурбинных двигателей, начальный уровень проектирования ГТД, оценка научно-технического уровня ГТД, САПР ГТД.

Крупенич Илья Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kru@ssau.ru. Область научных интересов: теория газотурбинных двигателей, математическое моделирование, проектирование турбокомпрессора ГТД, численные методы оптимизации.

Ткаченко Андрей Юрьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: tau@ssau.ru. Область научных интересов: теория газотурбинных двигателей, математическое моделирование, управление газотурбинными двигателями, методы расчета эксплуатационных характеристик, численные методы оптимизации.

Kuzmichev Venedikt Stepanovich, Doctor of technical Science, Professor at Aircraft Engine Theory Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: kuzm@ssau.ru. Area of research: gas turbine engines theory, initial level of gas turbine engine design, assessment of scientific and technological level of gas turbine engines, gas turbine engines computer-aided systems.

Krupenich Iliya Nikolaevich, Candidate of Science, Associate professor at Aircraft Engine Theory Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: kru@ssau.ru. Area of research: gas turbine engines theory, mathematical simulation, gas turbine engine's turbocompressor design, numbering method of optimization.

Tkachenko Andrey Yurievich, Candidate of Science, Associate professor at Aircraft Engine Theory Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: tau@ssau.ru. Area of research: gas turbine engines theory, mathematical simulation, gas turbine engine controlling, design methods of field-performance data, numerical method of optimization.

УДК 621.431.75

ОСОБЕННОСТИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРДД НА БАЗЕ ЗАДАННОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА

© 2012 В. Н. Рыбаков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье рассмотрены особенности постановки задачи оптимизации параметров ТРДД с выполненным газогенератором. Описаны основные возможности САЕ-системы АСТРА, с помощью которой решается задача оптимизации параметров рабочего процесса ГТД.

Газогенератор, оптимизация, параметры, постановка задачи, двигатель газотурбинный.

Важнейшим аспектом современного проектирования авиационной силовой установки является определение оптимальных величин параметров двигателя и его элементов.

В общем случае задача оптимизации параметров рабочего процесса ТРДД заключается в отыскании области компромиссов по совокупности критериев оценки двигателя в системе летательного аппарата (ЛА).

Математическая постановка данной задачи выглядит следующим образом. Определяются оптимальные значения параметров ТРДД для каждого из локальных критериев Y_i :

$$X_{opt_i} = \{ \arg \min Y_i \mid Y_i = F_i(x, p) \},$$

где $Y_i = \{ M_0, C_{Т.км}, a, \dots \}$ – множество критериев оценки; $X = \{ T_r^*, m, \pi_k^*, \pi_b^* \}$ – вектор оптимизируемых параметров рабочего процесса ГТД; p – вектор исходных данных.

Область локально-оптимальных решений по i -тому критерию Y_i определяется следующим выражением:

$$X_i = \{ X \mid Y_i(X_{opt_i}, p) \leq Y_i(X, p) \leq (1 + \Delta Y_i) Y_i(X_{opt_i}, p) \},$$

где ΔY_i – величина допустимого относительного отклонения i -го критерия от его оптимума.

Область компромиссов по совокупности критериев определяется как пересечение локально-оптимальных областей (рис. 1):

$$X_{\cap} = \bigcap_{i=1}^n X_i.$$

В качестве целевых функций при оптимизации параметров рабочего процесса ТРДД рассматриваются критерии оценки

эффективности системы более высокого уровня – самолёта. Данные критерии, с одной стороны, должны учитывать основную цель, ради которой создаётся ЛА, а также условия и ограничения эксплуатации; а с другой стороны, должен зависеть от тех параметров и характеристик объекта, влияние которых требуется оценить или которые необходимо оптимизировать.

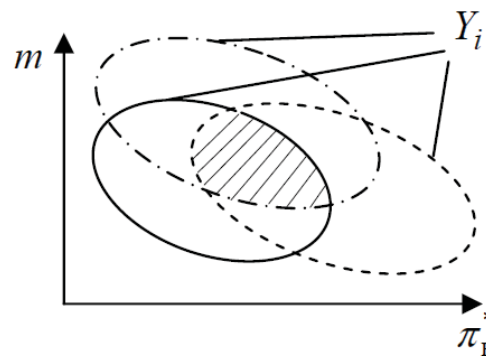


Рис. 1. Определение зоны области компромиссов

Наиболее часто используемыми критериями эффективности являются: суммарная масса силовой установки и топлива в баках самолёта M_{cy+T} ; затраты топлива на тонна-километр перевезённого груза $C_{Т.км}$; себестоимость перевозок a . Кроме того, используется критерий, характеризующий только эффективность двигателя – удельный расход топлива на крейсерском режиме $C_{уд.кр}$.

Для оптимизации проектных параметров авиационных ГТД необходимо выбрать режим, на котором целесообразнее всего производить указанную оптимизацию, а следовательно, и закладывать проектный расчёт двигателя. По траектории полёта ЛА (взлёт, набор высоты, крейсерский полёт, снижение и др.) двигатель поочередно работает на разных режимах – взлётном, крейсерском, малого газа и др. Каждому из этих режимов соответствуют разные высоты и

скорости полёта, разные значения температуры T_r^* , тяги, удельного расхода топлива и других параметров двигателя. Всё это многообразие эксплуатационных условий должно быть отражено в выборе параметров ГТД для того единственного режима, который должен быть принят в качестве расчётного. Для учёта при оптимизации параметров расчётного режима влияния других рабочих режимов двигателя задаются расчётным полётным циклом ЛА и итерационным путём определяются потребные режимы работы ГТД и затраты топлива на указанных участках. Методика моделирования полёта ЛА представлена в работе [1].

Математическая модель задачи оптимизации параметров рабочего процесса ТРДД по критериям оценки эффективности самолёта состоит из совокупности следующих подмоделей:

- «завязки» двигателя из условия обеспечения заданных тяг на режимах крейсерского полёта и взлёта с учётом ограничений, накладываемых заданным газогенератором;
- моделирования полётного цикла самолёта при заданной коммерческой нагрузке и дальности;
- расчёта значений критериев эффективности самолёта по результатам моделирования его полётного цикла при заданной коммерческой нагрузке и дальности.

При «завязке» двигателя на основании принятых расчётных величин оптимизируемых параметров рабочего процесса двигателя; параметров базового газогенератора; параметров, характеризующих эффективность процессов в узлах турбовентилятора, входного и выходных устройств, а также других исходных данных и ограничений, определяются геометрические параметры и характеристики узлов выполненного ТРДД. Полученные данные используются в качестве исходных данных для расчёта параметров двигателя в произвольной точке траектории полёта при моделировании полётного цикла самолёта. В качестве расчётного принят крейсерский режим работы двигателя при $H_{п} = 11$ км, $M_{п} = 0,8$ и $P_{кр} = 0,2 \cdot P_0$.

При формировании облика двигателя необходимо обеспечить заявленные значения как на крейсерском, так и на взлётном режимах. Поэтому «завязка» ТРДД по существу

представляет собой согласование параметров двигателя на крейсерском режиме, рассчитываемых по модели проектируемого ТРДД, и параметров на взлётном режиме, рассчитываемых по модели выполненного ТРДД.

Использование в двигателе готового газогенератора существенно сужает возможности выбора параметров рабочего процесса. Достижение заданных тяг двигателя на взлётном и крейсерском режимах обеспечивается только путём подбора степени двухконтурности $m_{кр}$, температуры газа перед турбиной $T_{гкр}^*$ на крейсерском режиме и положений рабочих точек на характеристиках компрессоров газогенератора, определяющих приведённый расход воздуха через газогенератор, при одновременном выполнении ограничения на максимальную величину температуры газа перед турбиной $T_{гmax}^*$. На рис. 2 приведено влияние степени двухконтурности на основные данные ТРДД на взлётном и крейсерских режимах.

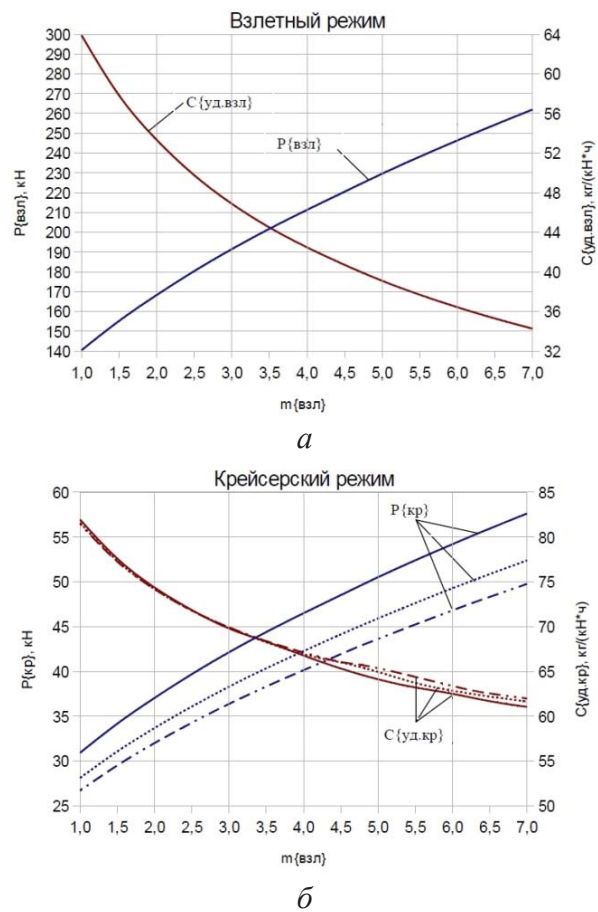


Рис.2. Влияние степени двухконтурности на основные данные ТРДД на взлётном режиме ($H=0$, $M=0$, CAU) (а) и крейсерском режиме ($H=11$ км, $M=0,8$, CAU) (б):
 — $\bar{P}_{кр} = 0,22$; $\bar{P}_{кр} = 0,20$; - · - $\bar{P}_{кр} = 0,19$

В этом случае, суммарная степень повышения давления в компрессоре двигателя $\pi_{\Sigma \text{кр}}^*$ будет однозначно определяться величиной степени повышения давления в каскаде низкого давления $\pi_{\text{кНД.кр}}^*$, то есть во внутреннем контуре вентилятора и подпорных ступенях. Величина $\pi_{\text{кНД.кр}}^*$ обуславливает, с одной стороны, требуемые положения рабочих точек на характеристиках компрессоров газогенератора на расчётном режиме, а с другой – конструктивно-геометрические параметры турбовентилятора, например, количество подпорных ступеней. Поэтому выбор значения $\pi_{\text{кНД.кр}}^*$ должен осуществляться с учётом соображений получения рациональной схемы турбовентилятора, формализовать которые в рамках термогазодинамической модели двигателя затруднительно. Следовательно, нельзя непосредственно определять величину $\pi_{\text{кНД.кр.опт}}^*$ с помощью формальных численных методов параметрической оптимизации.

Тогда задача оптимизации параметров рабочего процесса трёхвального ТРДД с заданным газогенератором сводится к однопараметрической оптимизации величины степени повышения давления в наружном контуре вентилятора $\pi_{\text{вн.кр}}^*$, а выбор рационального значения $\pi_{\text{кНД.кр}}^*$ осуществляется исследованием его влияния на величины критериев эффективности самолёта (рис. 3).

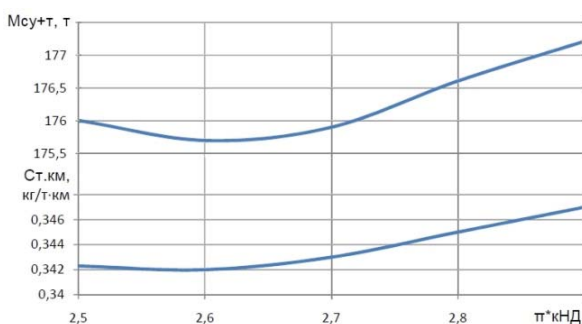


Рис.3 Зависимость критериев эффективности от степени повышения давления в компрессоре низкого давления при $\pi_{\text{вн.кр}}^*$

Количественная взаимосвязь между значениями оптимизируемых параметров рабочего процесса двигателя и критериями эффективности самолёта оценивается с по-

мощью модели расчёта критериев эффективности ЛА [2], исходными данными для которой являются результаты расчёта полётного цикла. Полёт ЛА рассчитывается по методике, представленной в работе [1].

Математическая модель полётного цикла состоит из следующих взаимосвязанных подмоделей: учёт затрат времени и топлива на участке взлёта; расчёт параметров траекторного движения самолёта в начальной точке этапа набора высоты; моделирования процесса набора высоты; моделирование крейсерского участка полёта; учёт затрат времени и топлива на участке снижения; затраты времени и топлива на участках ожидания перед посадкой, предпосадочного маневрирования и посадки.

Моделирование участков набора высоты и крейсерского полёта осуществляется на основе численного интегрирования системы дифференциальных уравнений движения самолёта [1].

Математические модели проектируемого и выполненного ТРДД, используемые при «завязке» и моделировании полётного цикла, формируются по методике на основе универсальной математической модели газотурбинного двигателя. Расчёт неизвестных параметров выполняется путём численного решения системы нелинейных уравнений модифицированным методом Ньютона.

Таким образом, поставленная задача оптимизации параметров рабочего процесса ТРДД на базе заданного газогенератора должна решаться путём совместного решения нескольких подзадач, каждая из которых требует использования совокупности взаимосвязанных моделей и численных методов расчёта. Её решение возможно только на основе современных методов компьютерного моделирования и использования универсальных автоматизированных средств. В данной работе для построения математических моделей решаемых задач и выполнения расчётов используется автоматизированная система термогазодинамического расчёта и анализа газотурбинных двигателей и энергетических установок «АСТРА» [3]. Интерфейс системы «АСТРА» представлен на рис. 4.

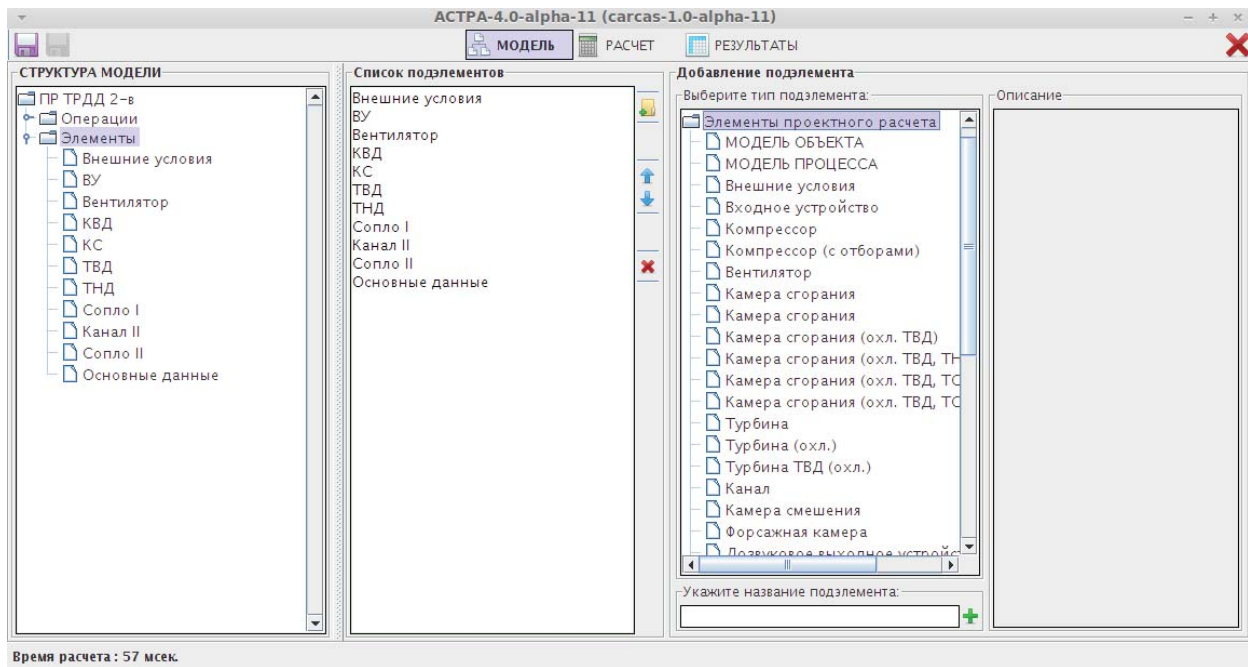


Рис. 4. Интерфейс системы АСТРА

Автоматизированная САЕ-система «АСТРА» обладает следующими возможностями: формирование моделей газотурбинных двигателей и энергетических установок произвольных схем, в том числе со сложными и комбинированными циклами; использование характеристик узлов; расчёт двигателей с одновременным подводом различных видов топлива; выполнение проектного расчёта; расчёт эксплуатационных характеристик; оптимизация проектных параметров двигателя, в том числе по критериям оценки эффективности системы “ЛА – двигатель”; оптимизация эксплуатационных характеристик; моделирование полётного цикла; и др.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Кузьмичев, В.С. Моделирование полёта летательного аппарата в задачах оптимизации параметров рабочего процесса газотурбинных двигателей [Текст] / В.С. Кузьмичев, А.Ю. Ткаченко, В.Н. Рыбаков // Изв. Самар. науч. центра Российской академии наук. - 2012. - Т.14.-№2(2). - С.491-494.
2. Выбор параметров и термогазодинамические расчёты газотурбинных двигателей [Текст]: учеб.пособие / В.А. Григорьев, А.В. Ждановский, В.С. Кузьмичев [и др.]. – 2-е изд., испр. и доп. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. – 202 с.
3. Автоматизированная система термогазодинамического расчёта и анализа (АСТРА-4) газотурбинных двигателей и энергетических установок [Текст] / А.Ю. Ткаченко, В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин [и др.] // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 28-30 июня 2011 г. – Самара: СГАУ, 2011. – Ч. 2. – С.80-82.

**OPTIMIZATION FEATURES OF THE WORKING PROCESS PARAMETERS
OF BYPASS ENGINE ON THE BASIS OF GIVEN GAS GENERATOR**

© 2012 V. N. Rybakov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Formulation of problem bypass engine parameters optimization using the aircraft efficiency criteria in a case of gas-generator being preselected is described.

Gas generator, optimization of parameters, formulation of problem, gas turbine engine.

Информация об авторах

Рыбаков Виктор Николаевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: rybakov@ssau.ru. Область научных интересов: теория газотурбинных двигателей, оптимизация параметров рабочего процесса ГТД, начальный уровень проектирования ГТД, математическое моделирование.

Rybakov Viktor Nikolaevich, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: rybakov@ssau.ru. Area of research: gas turbine engines theory, gas turbine engines parameters optimization, initial level of gas turbine engine design, mathematical simulation.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЛИНЕЙКИ ГТД НА БАЗЕ УНИФИЦИРОВАННОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА

© 2012 В. Н. Рыбаков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье описан выбор параметров рабочего процесса трёхвального ТРДД. Исследована возможность создания линейки ТРДД различной тяги на базе выбранного газогенератора и проведены исследования эффективности применения унифицированного газогенератора в составе ГТД СТ с двухвальным газогенератором.

Газогенератор унифицированный, оптимизация, параметры, двигатель газотурбинный.

Одним из важнейших направлений совершенствования ГТД является опережающее создание оптимального газогенератора (ГГ), на базе которого возможно создание линейки конкурентоспособных газотурбинных двигателей. Это позволит сократить, сроки выпуска новой техники, повысить её надёжность и эффективность, снизить себестоимость.

В настоящей работе линейка газотурбинных двигателей (ГТД) разрабатывалась на базе газогенератора трёхвального ТРДД с тягой на взлётном режиме $P_0=295\text{кН}$.

На первом этапе работы был выполнен выбор параметров рабочего процесса ТРДД.

В качестве целевых функций при оптимизации параметров рабочего процесса ТРДД рассматриваются критерии оценки эффективности системы более высокого уровня – летательного аппарата (ЛА). Данные критерии, с одной стороны, должны учитывать основную цель, ради которой создаётся ЛА, а также условия и ограничения эксплуатации; а с другой стороны, должен зависеть от тех параметров и характеристик объекта, влияние которых требуется оценить или которые необходимо оптимизировать. В данной работе рассматривались три основных критерия: суммарная масса силовой установки и топлива в баках самолёта $M_{\text{су+т}}$; затраты топлива на тонна-километр перевезённого груза $C_{\text{т-км}}$; себестоимость перевозок a . Кроме того, для сравнительного анализа результатов исследований определялся критерий, характеризующий только

эффективность двигателя – удельный расход топлива на крейсерском режиме $C_{\text{уд.кр}}$.

Оптимизируемыми параметрами являются: суммарная степень повышения давления в компрессоре $\pi_{\text{к}\Sigma, \text{кр}}^*$; степень повышения давления в наружном контуре вентилятора $\pi_{\text{вн.кр}}^*$; степень двухконтурности m .

Моделирование полёта и расчёт критериев эффективности летательного аппарата проводилось по методике [1] с помощью автоматизированной системы термодинамического расчёта и анализа «АСТРА» [2,3].

Оптимальные значения $\pi_{\text{вн.кр.опт}}^*$, $\pi_{\text{к}\Sigma, \text{кр.опт}}^*$ и $m_{\text{кр.опт}}$, а также соответствующие значения параметров рабочего процесса ТРДД и целевых функций определялись для следующих вариантов значений исходных данных:

- температура газа перед турбиной $T_{\text{г}0}^*$: 1550, 1600, 1650К;
- сочетания дальности полета $L_{\text{п}}$ и массы коммерческой нагрузки $M_{\text{кн}}$: 120т – 4200км, 80т – 7300км, 40т – 10500км.

Результаты оптимизации представлены в табл. 1 – 4. Для определения компромиссного варианта рассчитаны области оптимальных параметров, в пределах которых критерии эффективности ЛА отклоняются от оптимального значения не более, чем на 2% (рис. 1).

На основании полученных данных был выбран рациональный вариант ТРДД со следующим сочетанием параметров рабочего

процесса: $T_{г0}^* = 1600K$, $\pi_{к\Sigma,кр}^* = 42$, $m_{кр} = 11,2$
и $\pi_{вп,кр}^* = 1,44$.

Таблица 1. Влияние температуры газа перед турбиной $T_{г0}^*$ на оптимизируемые параметры ТРДД при оптимизации по удельному расходу топлива на крейсерском режиме $C_{уд,кр} \rightarrow \min$

Параметр	Значение		
$T_{г0}^*, K$	1550	1600	1650
$\pi_{вп,кр,опт}^*$	1,255	1,256	1,25
$\pi_{в\Sigma,кр,опт}^*$	59,58	63,83	75,81
$m_{кр,опт}$	18,60	19,36	19,62
$T_{г,кр}^*, K$	1487	1534	1581
$C_{уд,кр}, кг/кг \cdot ч$	50,95	51,02	51,26

Таблица 2. Влияние температуры $T_{г0}^*$ и дальности полёта $L_{п}$ на оптимизируемые параметры ТРДД при оптимизации суммарной массы силовой установки и топлива $M_{сy+т} \rightarrow \min$

Параметр	Значение		
$T_{г0}^*, K$	1550	1600	1650
$L_{п}=10500\text{км}, M_{к,н}=40\text{т}$			
$\pi_{вп,кр,опт}^*$	1,406	1,406	1,405
$\pi_{в\Sigma,кр,опт}^*$	43,27	44,93	47,36
$m_{кр,опт}$	10,99	11,48	11,97
$T_{г,кр}^*, K$	1425	1471	1518
$M_{сy+т}, m$	180,5	181,3	182,3
$L_{п}=7300\text{км}, M_{к,н}=80\text{т}$			
$\pi_{вп,кр,опт}^*$	1,441	1,442	1,440
$\pi_{в\Sigma,кр,опт}^*$	39,66	41,29	44,65
$m_{кр,опт}$	10,34	10,75	11,17
$T_{г,кр}^*, K$	1418	1464	1411
$M_{сy+т}, m$	143,5	144,0	144,7
$L_{п}=4200\text{км}, M_{к,н}=120\text{т}$			
$\pi_{вп,кр,опт}^*$	1,436	1,441	1,442
$\pi_{в\Sigma,кр,опт}^*$	33,30	36,65	38,94
$m_{кр,опт}$	10,89	11,03	11,34
$T_{г,кр}^*, K$	1420	1464	1510
$M_{сy+т}, m$	103,5	103,7	104,2

Таблица 3. Влияние температуры $T_{г0}^*$ и дальности полёта $L_{п}$ на оптимизируемые параметры ТРДД при оптимизации по затратам топлива на тонна-километр перевезённого груза $C_{т-км} \rightarrow \min$

Параметр	Значение		
$T_{г0}^*, K$	1550	1600	1650
$L_{п}=10500\text{км}, M_{к,н}=40\text{т}$			
$\pi_{вп,кр,опт}^*$	1,353	1,352	1,355
$\pi_{в\Sigma,кр,опт}^*$	49,92	57,27	58,19
$m_{кр,опт}$	12,51	12,75	13,34
$T_{г,кр}^*, K$	1439	1485	1532
$C_{т-км}, кг/м \cdot км$	0,344	0,346	0,349
$L_{п}=7300\text{км}, M_{к,н}=80\text{т}$			
$\pi_{вп,кр,опт}^*$	1,340	1,336	1,339
$\pi_{в\Sigma,кр,опт}^*$	50,22	57,68	58,93
$m_{кр,опт}$	13,24	13,67	14,18
$T_{г,кр}^*, K$	1445	1492	1539
$C_{т-км}, кг/м \cdot км$	0,184	0,185	0,186
$L_{п}=4200\text{км}, M_{к,н}=120\text{т}$			
$\pi_{вп,кр,опт}^*$	1,321	1,320	1,321
$\pi_{в\Sigma,кр,опт}^*$	50,80	58,04	59,95
$m_{кр,опт}$	14,45	14,71	15,23
$T_{г,кр}^*, K$	1452	1500	1546,61
$C_{т-км}, кг/м \cdot км$	0,135	0,136	0,137

Таблица 4. Влияние температуры $T_{г0}^*$ и дальности полёта $L_{п}$ на оптимизируемые параметры ТРДД при оптимизации по себестоимости перевозки $\rightarrow \min$

Параметр	Значение		
$T_{г0}^*, K$	1550	1600	1650
$L_{п}=10500\text{км}, M_{к,н}=40\text{т}$			
$\pi_{вп,кр,опт}^*$	1,351	1,352	1,354
$\pi_{в\Sigma,кр,опт}^*$	40,61	41,46	45,09
$m_{кр,опт}$	13,41	13,99	14,34
$T_{г,кр}^*, K$	1443	1490	1536
$a, руб./м \cdot км$	3,166	3,200	3,240
$L_{п}=7300\text{км}, M_{к,н}=80\text{т}$			
$\pi_{вп,кр,опт}^*$	1,328	1,330	1,329
$\pi_{в\Sigma,кр,опт}^*$	41,17	42,13	45,50
$m_{кр,опт}$	14,72	15,33	15,85
$T_{г,кр}^*, K$	1453,	1500	1542
$a, руб./м \cdot км$	1,685	1,702	1,722
$L_{п}=4200\text{км}, M_{к,н}=120\text{т}$			
$\pi_{вп,кр,опт}^*$	1,317	1,317	1,319
$\pi_{в\Sigma,кр,опт}^*$	41,13	42,23	45,31
$m_{кр,опт}$	15,51	16,27	16,63
$T_{г,кр}^*, K$	1460	1507,8	1554
$a, руб./м \cdot км$	1,227	1,238	1,251

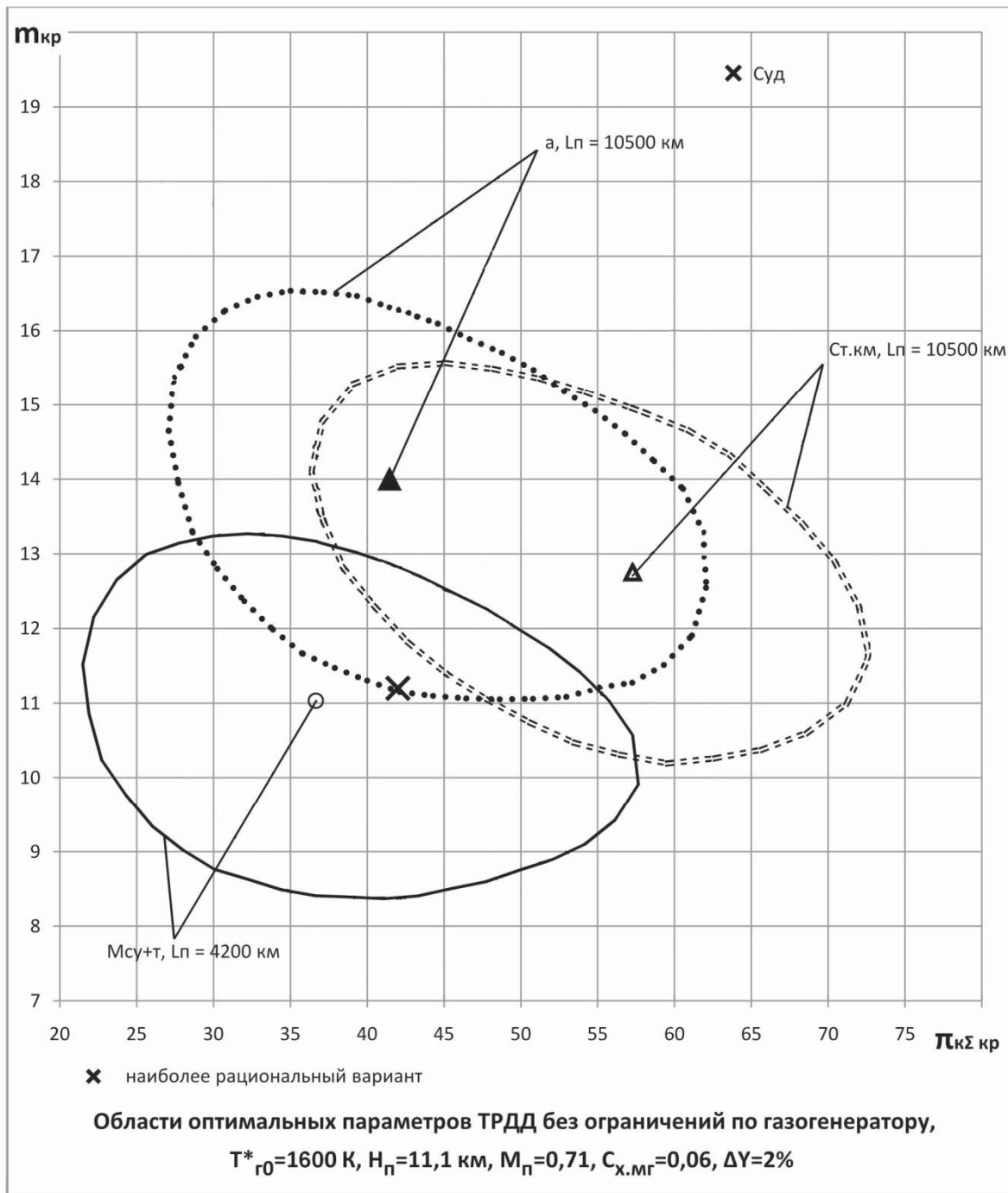


Рис. 1. К расчёту оптимальных значений параметров ТРДД

На втором этапе работы проводилось исследование возможности применения газогенератора для создания линейки ТРДД с различным уровнем тяги и наземной газотурбинной установки. Постановка задачи оптимизации параметров рабочего процесса ТРДД с выполненным газогенератором описана в [4].

За счёт изменения степени двухконтурности $m_{кр}$ с одновременной оптимизацией степени повышения давления в вентиляторе $\pi_{вп.кр}^* = \pi_{кнд.кр}^*$ из условия минимума удельного

расхода топлива на крейсерском режиме $C_{уд.кр} \rightarrow \min$ получены ТРДД без подпорных ступеней с диапазоном взлётной тяги (250...310) кН. При этом геометрия проточной части и характеристики узлов газогенератора, а также значение максимальной температуры $T^*_{г0}$ сохранились неизменными. Изменение основных параметров линейки ТРДД с унифицированным газогенератором в зависимости от степени двухконтурности представлена на рис. 2.

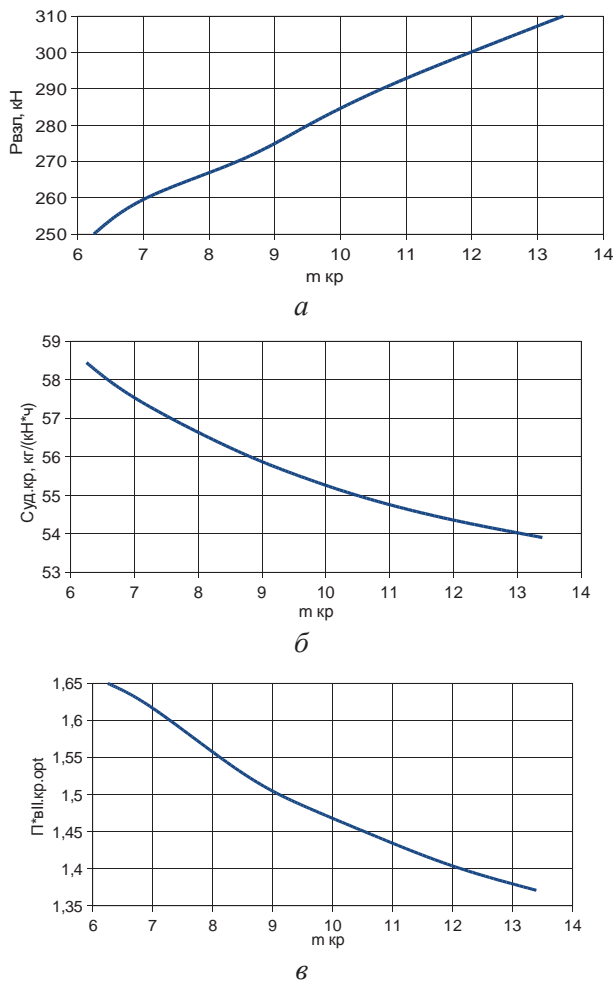


Рис.2. Зависимости взлётной тяги (а), удельного расхода топлива (б) и оптимальной степени повышения давления в вентиляторе (в) ТРДД с унифицированным газогенератором от степени двухконтурности на крейсерском режиме

Для изменения взлётной тяги ТРДД от 250 кН до 310 кН требуемый диапазон изменения степени двухконтурности на крейсерском режиме составляет от 6,25 до 13,4. При этом удельный расход топлива $C_{уд.кр}$ снижается от 58,4 до 53,9 кг/кН·ч, а оптимальная степень повышения давления в вентиляторе – от 1,65 до 1,37.

Дальнейшее увеличение тяги ТРДД с использованием унифицированного газогенератора может быть достигнуто за счёт добавления подпорных ступеней и дальнейшего увеличения степени двухконтурности с одновременным переходом к редукторной схеме двигателя.

Проведены исследования эффективности применения унифицированного газогенератора в составе ГТД СТ с двухвальным газогенератором. Дроссельная характеристика приведена на рис.3.

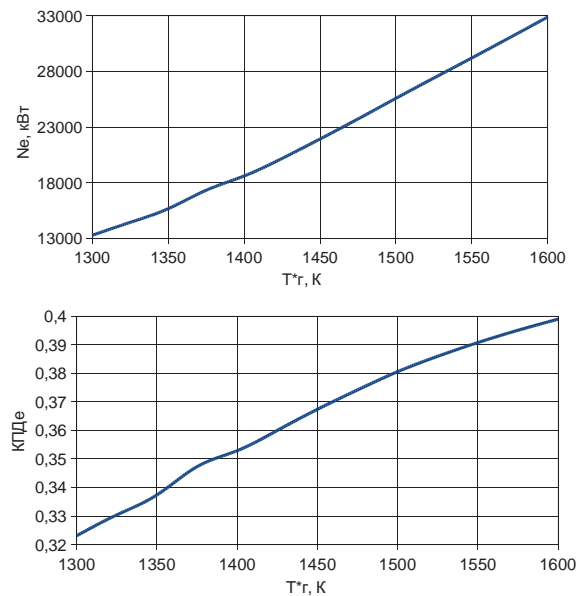


Рис.3. Дроссельная характеристика ГТД СТ с унифицированным газогенератором ($H_{п}=0, M_{п}=0, CAУ$)

Из полученных результатов следует, что при изменении температуры газа перед турбиной T_r^* от 1300 К до 1600 К возможно получить требуемую мощность от 13 до 33МВт. Эффективный КПД установки при этом будет изменяться от 32% до 40%.

Таким образом, параметры рассмотренного варианта газогенератора позволяют обеспечить в составе ТРДД и ГТУ требуемые уровни показателей эффективности, и он может быть выбран в качестве унифицированного газогенератора для создания линейки ГТД.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Кузьмичев, В.С. Моделирование полёта летательного аппарата в задачах оптимизации параметров рабочего процесса газотурбинных двигателей [Текст] / В.С. Кузьмичев, А.Ю. Ткаченко, В.Н. Рыбаков // Изв. Самар. Науч. центра Российской академии наук. - 2012. - Т.14.- №2(2). - С.491-494.
2. Автоматизированная система термодинамического расчёта и анализа (АСТРА-4) газотурбинных двигателей и энергетических установок [Текст] / А.Ю. Ткаченко, В.С. Кузьмичев, В.В. Кула-

гин [и др.]// Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 28-30 июня 2011 г. – Самара: СГАУ, 2011. – Ч. 2. – С.80-82.

3. Методы и средства концептуального проектирования авиационных ГТД в САЕ-системе «АСТРА» [Текст] / В.С. Кузьмичев, А.Ю. Ткаченко, В.Н. Рыбаков [и др.] // Самолётостроение России. Проблемы и

перспективы: материалы симпозиума с международным участием. – Самара: СГАУ, 2012. – С.247-249.

4. Постановка задачи оптимизации параметров ТРДД с выполненным газогенератором [Текст] / В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин, А.Ю. Ткаченко [и др.] // Самолётостроение России. Проблемы и перспективы: материалы симпозиума с международным участием. – Самара: СГАУ, 2012. – С.249-250.

GAS TURBINE ENGINE DESIGNING ON THE BASIS OF A UNIFIED GAS GENERATOR

© 2012 V. N. Rybakov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The article describes the choice of working process parameters of three-shaft bypass engine. Possibility of creating a set of engines varying in the thrust level on the basis of the selected gas generator is studied. Efficiency of the unified gas generator as a subsystem of ground-based powerplant is examined.

Unified gas generator, optimization, working process parameters, gas turbine engine.

Информация об авторах

Рыбаков Виктор Николаевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: rybakov@ssau.ru. Область научных интересов: теория газотурбинных двигателей, оптимизация параметров рабочего процесса ГТД, начальный уровень проектирования ГТД, математическое моделирование.

Rybakov Viktor Nikolaevich, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: rybakov@ssau.ru. Area of research: gas turbine engines theory, gas turbine engines parameters optimization, initial level of gas turbine engine design, mathematical simulation.

УДК 62-762.001

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЯ ВАЛОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ИЗ МАТЕРИАЛА МР

© 2012 А. М. Жижкин, В. А. Зрелов, В. В. Зрелов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье приводятся результаты экспериментальных исследований работоспособности упругих элементов из материала МР в уплотнениях роторов.

Уплотнение с элементами МР, экспериментальные исследования работоспособности уплотнения, характер износа, разрушения.

В настоящее время активно исследуются щёточные уплотнения (ЩУ), которые являются перспективной альтернативой лабиринтным и сотовым уплотнениям. Из анализа литературных источников известно, что при применении ЩУ можно уменьшить утечки в 7 - 10 раз по сравнению с лабиринтными уплотнениями. Конструктивные особенности ЩУ позволяют применять их в конструкциях, имеющих значительные радиальные перемещения роторов, что обеспечивает им существенное преимущество перед другими типами уплотнений.

В качестве альтернативы технологически сложным и дорогим ЩУ предлагается применить в качестве герметизирующего элемента упругий материал МР.

При этом для деталей уплотнения газовой среды может быть использована отработанная технология проектирования и изготовления упругодемпфирующих конструкций из этого материала.

Целью проведённого исследования является экспериментальное определение возможности применения упругодемпфирующего материала МР в конструкции уплотнений турбомашин, включающее проверку его работоспособности как элемента уплотнения.

Пористый упругий элемент из материала МР может быть спроектирован для работы в опорах роторов турбомашин как в контактных, так и в бесконтактных уплотнениях.

При работе контактного уплотнения в зоне контакта возникают силы трения от вращения ротора, повышается температура конструкции, что приводит к изнашиванию

упругого элемента. Элемент из МР не должен вращаться. Поэтому он крепится к неподвижным поверхностям (рис. 1). Это крепление может быть выполнено двумя способами: по наружной поверхности элемента (рис. 1, а) и по его боковым поверхностям (рис. 1, б).

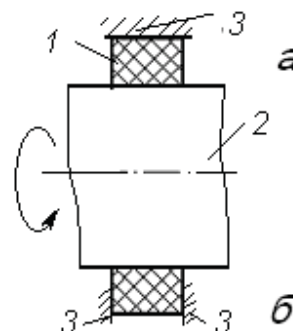


Рис. 1. Схемы крепления упругого элемента из МР: а – по наружной поверхности; б – по боковым поверхностям; 1 – упругий пористый элемент из МР; 2 – вал; 3 – крепление

Крепление элемента 1 в корпусе 3 по наружной поверхности при работе уплотнения может приводить к возникновению в элементе 1 растягивающих усилий. Так как материал МР работает на сжатие, то такая схема крепления применима при отсутствии сил трения в контакте, то есть в случае бесконтактного уплотнения.

Крепление элемента 1 в корпусе 3 по боковым поверхностям при работе уплотнения в режиме контакта может приводить к работе элемента 1 на срез, что допустимо для материала МР. Поэтому крепление элемента в случае контактного уплотнения предпочтительно по схеме, показанной на рис. 1, б.

При работе контактного уплотнения в материале МР возникают силы трения в контакте между проволокой, что приводит к изнашиванию конструкции. Кроме этого, при работе контактного уплотнения происходит изнашивание поверхности вала 2. В элементе 1 изнашивание может приводить к разрушению структуры – выпадению фрагментов проволоочной спирали из конструкции, фреттинг-коррозии и вырыванию металла в месте возможного схватывания проволочек и вала.

При работе в бесконтактном уплотнении пористый элемент из материала МР нагружается перепадом давления и его работоспособность определяется количеством этих нагружений.

Однако при работе с гибкими роторами уплотняющие элементы могут кратковременно касаться валов. При этом возможно их изнашивание или даже разрушение. Увеличение радиального зазора уменьшает эффективность бесконтактного уплотнения. Поэтому необходимы экспериментальные исследования и разработка конструктивно-технологических мероприятий для обеспечения сохранения работоспособности и целостности пористого элемента из МР в условиях его работы как в контактных, так и в бесконтактных уплотнениях, особенно при высоких окружных скоростях (60 м/с и более).

Для проведения экспериментальных исследований был изготовлен уплотнительный элемент из материала МР, представляющий собой кольцо, внешний вид и эскиз которого представлены на рис. 2.

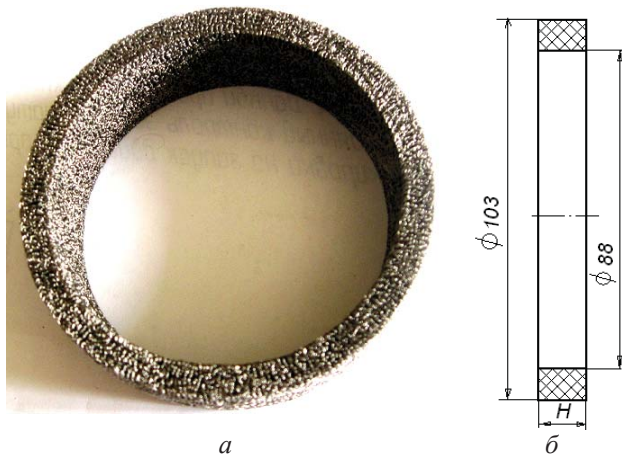


Рис. 2. Элемент из материала МР:
а – общий вид; б – эскиз

Внутренняя поверхность кольца во время испытания контактирует с цилиндрической поверхностью вала.

Вид этой поверхности представлен на рис. 3.



Рис. 3. Внутренняя поверхность пористого образца из МР

На внутренней поверхности исходного образца видны элементы вытянутой проволоочной спирали. Поверхности проволоочных спиралей не повреждены.

Исходная пористость испытываемого образца составляла 69%.

В качестве вала была использована стержень-оправка пресс-формы для изготовления пористого образца. Твёрдость рабочей поверхности вала составляла HRC 45...55 единиц. Высота микронеровности не превышала 0,09 мкм.

Для проведения экспериментальных исследований был использован токарно-винторезный станок 1П611, в патроне которого была закреплена оправка, поджатая вращающимся центром. Втулка из материала МР установлена в стяжном устройстве. Упор, закреплённый в суппорте станка, предотвращает устройство от проворота при вращении вала.

Общий вид установки пористого образца приведён на рис. 4. Испытания показали, что при разогреве образца наблюдается его проворот по наружной поверхности крепления в хомуте. Частота вращения вала составляла $n = 67$ об/мин в течение 14,5 часов. При работе установки наблюдался износ поверхностей пористого образца и контактной поверхности вала. Образовывалась пыль коричневого цвета. На поверхности пористого образца наблюдался износ проволочек. Целостность пористой конструкции не нарушилась. Затем были увеличены обороты до $n = 530$ об/мин и проведены испытания в течение 2 часов. Целостность пористой конструкции в процессе испытания не нарушилась.

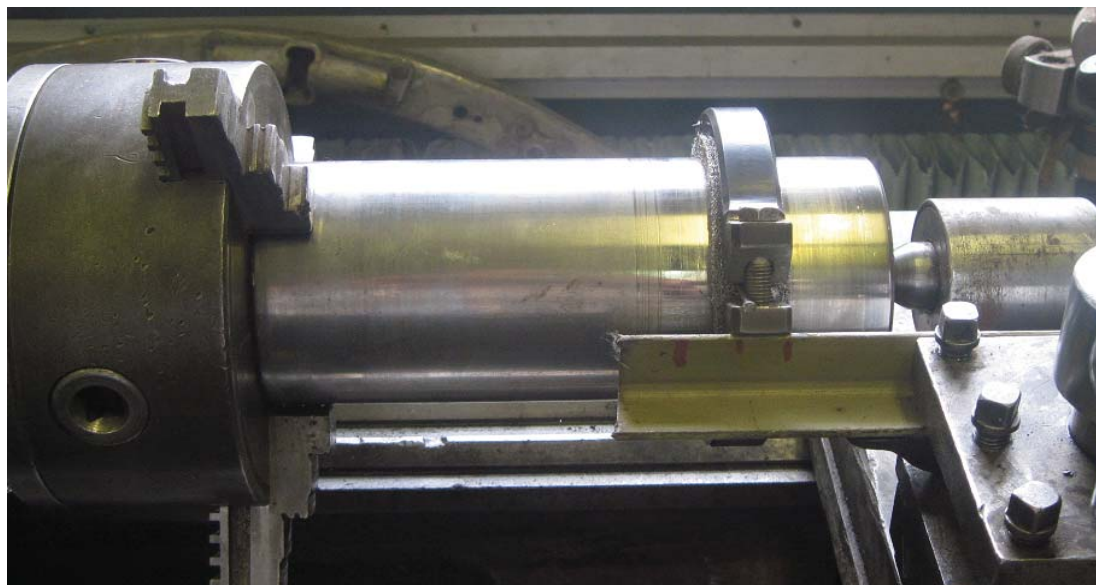


Рис. 4. Общий вид установки пористого образца для испытаний

После проведения испытаний внутренняя поверхность пористого образца имела вид, показанный на рис. 5.



Рис. 5. Внутренняя поверхность пористого образца после 15 часов испытаний

Для изучения влияния более высоких скоростей скольжения на работоспособность упругопористого элемента из материала МР он был заключён в камеру с креплением винтами в четырёх местах. При проведении испытаний частота вращения задавалась $n = 530$ об/мин с общей наработкой в течение 17 ч. Характер износа не изменился. Кроме выпадения окислов наблюдалось в продуктах износа наличие нескольких фрагментов проволочной спирали.

Конструкция в целом оставалась стабильно работоспособной. В дальнейшем частота вращения была увеличена до 1000 – 1060 об/мин. Нароботка составила 3 ч. Максимальная частота вращения при испытаниях составила 2120 об/мин в течение первого часа, а температура поверхностей не превышала 70°C.

После испытаний пористый образец не нарушил своей целостности. На внутренней поверхности видны следы небольшого износа поверхностей проволоки. При нагреве вала и пористого образца сила трения на контактирующих поверхностях возрастает из-за взаимодействия проволочек с поверхностным слоем вала. Это приводит к износу поверхностей вала и проволочек. Испытания пористого образца показали необходимость более детальной проработки способов его крепления в конструкции уплотнения. Продуктами износа в основном являлись окислы металлов контактирующих поверхностей. Кроме окалины присутствует небольшое количество металлических частиц.

В результате проведённых испытаний с суммарной наработкой 44 часа пористый упругий элемент сохранил работоспособность. Следы износа пористой поверхности видны на рис. 6.

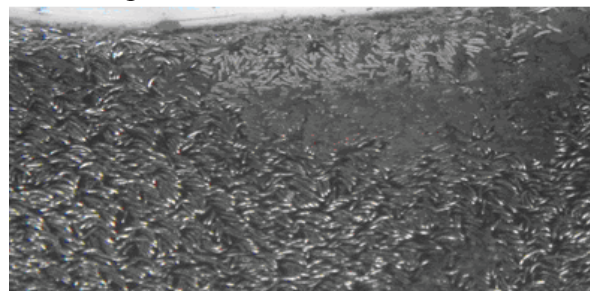


Рис. 6. Внутренняя поверхность пористого образца после окончания испытаний

При последующем увеличении частоты вращения характер износа не изменился, возрастала лишь температура поверхностей

вала и пористого элемента, при этом не нарушилась стабильность и целостность конструкции.

Контактная поверхность вала за время проведения испытаний также изнашивалась. Следы износа видны на рис. 7. Высота микронеровностей поверхности увеличилась до 0,10...0,39 мкм.

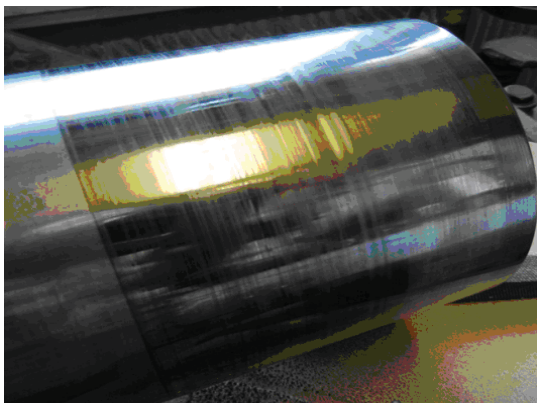


Рис. 7. Вид поверхности вала после окончания испытаний

Таким образом, для решения вопроса о работоспособности контактных уплотнений с элементами из материала МР, а также получения статических и динамических

расходных характеристик, проведения ресурсных и других видов испытаний необходим стенд для имитации условий работы газовых уплотнений турбомашин.

Результаты испытаний показали, что применение пористого материала МР для изготовления деталей уплотнений, герметизирующих газовые или масляные полости роторов, является возможным.

Такие уплотнения могут быть как контактного, так и бесконтактного типов.

Результаты испытаний показали, что упругие герметизирующие элементы из материала МР для уплотнений роторов сохраняют свою работоспособность в течение не менее 44 часов, при этом происходит изнашивание контактирующих поверхностей как пористого элемента, так и вала. Это изнашивание происходит в процессе приработки уплотнения, и при увеличении частоты вращения ротора целостность конструкции не нарушается.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF SHAFT SEALING WITH ELASTIC ELEMENT MADE OF MR MATERIAL

© 2012 А. М. Zhizhkin, V. A. Zrelov, V. V. Zrelov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Results of experimental researches of elastic and sealing elements made of MR material for shaft sealing are given.

Sealing with MR elements, experimental research performance of sealing, wear pattern, destruction.

Информация об авторах

Жижкин Александр Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: виброизоляторы и уплотнения на основе материала МР.

Зрелов Владимир Андреевич, доктор технических наук, профессор кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных

интересов: конструирование аэрокосмических двигателей; история развития авиационного двигателестроения.

Зрелов Вадим Владимирович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: уплотнения роторов ГТД.

Zhizhkin Aleksandr Mikhailovich, candidate of Engineering Sciences, associated professor at the aircraft engines construction and projecting department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: fdla@ssau.ru. Area of research sealing made of MR material.

Zrelov Vladimir Andreevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Aerospace Engines Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area of research: Design Aerospace Engines; History of Aviation Engines.

Zrelov Vadim Vladimirovich, postgraduate, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: fdla@ssau.ru. Area of research: sealing of GTE.

УДК 621.9.047

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОБЪЁМНОГО И ПЛОСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВУХЭЛЕКТРОДНОЙ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ЯЧЕЙКИ В ПРОГРАММЕ ANSYS

© 2012 М. В. Нехорошев, Н. Д. Проничев, Г. В. Смирнов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье проведено сравнение точности результатов трёхмерного и двухмерного моделирования ЭХО в программе ANSYS на примере процесса скругления кромок штуцера.

Формообразование, процесс, электрохимия, штуцер, математическая модель.

Современные авиационные газотурбинные двигатели (ГТД) являются весьма сложными по конструкции и трудоёмкими в изготовлении. Поэтому при серийном производстве двигателей уделяется большое внимание вопросам снижения трудоёмкости и повышения качества изготовления с целью увеличения надёжности работы и ресурса ГТД. Для решения этих задач на авиадвигателестроительных заводах широко применяются высокопроизводительное оборудование и новые прогрессивные методы обработки при изготовлении деталей. Воздействие научно-технического прогресса в промышленности в первую очередь сказывается в сокращении сферы приложения немеханизированного труда и работ, протекающих в сложных или вредных для здоровья человека условиях. Благодаря техническим решениям уже на современном этапе удалось значительно сократить, а в ряде случаев почти полностью ликвидировать такие работы. Однако ещё сравнительно велика доля ручного труда в общей трудоёмкости изготовления двигателя, причём значительную часть её занимают слесарно-доводочные работы, обеспечивающие надёжность и ресурс современных ГТД.

Традиционное ручное выполнение слесарно-полировальных работ, как правило, не обеспечивает стабильно высокого качества отделки поверхности, не позволяет достигать высокого качества физико-химического состояния поверхностного слоя, что существенно сказывается на надёжности работы и ресурсе высоконагруженных деталей двига-

теля, требует многоступенчатого контроля. Слесарный способ выполнения указанных работ является физически тяжёлым и вредным для здоровья. Поэтому задача механизации выполнения слесарно-полировальных работ, в основном представленных удалением заусенцев, скруглением и полировкой кромок, представляется весьма важной и своевременной.

Теория и практика показали, что для решения данной задачи в производстве наиболее эффективно применять электрохимический метод обработки, не требующий дорогостоящих специализированных установок и дорогостоящего и быстро изнашиваемого инструмента. Однако электрохимическая обработка (ЭХО) ещё недостаточно изучена, а это сдерживает не только область её применения, но и получение более высокого качества обработанных поверхностей деталей.

В данной работе была поставлена задача: сравнить точность результатов трёхмерного и двухмерного моделирования ЭХО в программе ANSYS на примере процесса скругления кромок штуцера. Данная задача возникла из-за необходимости выяснить, насколько точно по сравнению с объёмной моделью ведётся расчёт двухмерной модели в связи с тем, что расчёт трёхмерной модели занимает значительное время.

В качестве прообраза изучаемой модели электрохимической ячейки была взята схема скругления кромок детали электрохимическим методом, как и при исследованиях на электропроводной бумаге.

Если электрод-инструмент рассечь через продольную ось секущей плоскостью, то получится область, заключающая в себе как межэлектродный зазор, так и прилегающую к нему зону, ограниченную участком поверхности анода.

На рис. 1 изображена комплексная схема ЭХО тонкостенной детали с заусенцем. Схеме соответствует поверхность, ограниченная точками 1,2,3,4,5,6,7,8,9. Здесь линии 1-9, 9-8, 8-7, 7-6 – поверхности анода; 3-4 – поверхность катода; область, ограниченная точками (1,2,3,4,5,6,7,8,9) – электропроводящая среда. По линиям 1-9, 9-8, 8-7, 7-6 моделируемая область имеет приложенные нагрузки в виде электрического напряжения.

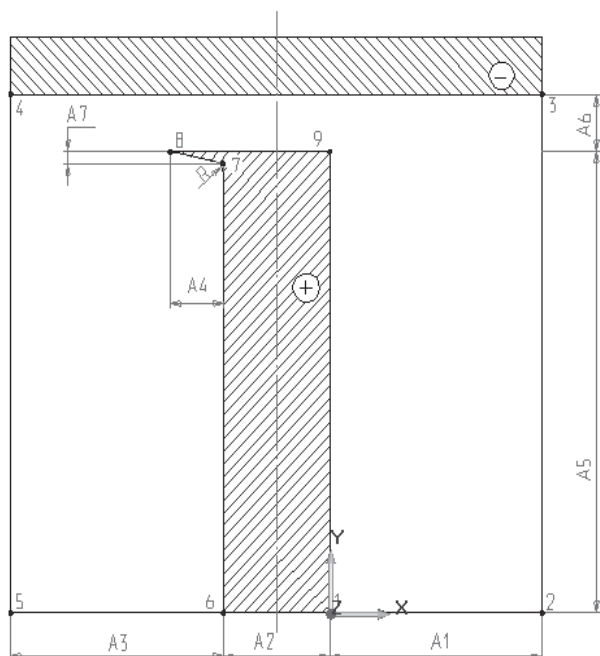


Рис. 1. Схема ЭХО тонкостенной детали с заусенцем

По линиям 1-2, 2-3, 4-5, 5-6 моделируемая область граничит с диэлектриком, следовательно, здесь граничный потенциал не задаётся.

По данной схеме был произведён расчёт распределения электрических полей в программе ANSYS. Полученные результаты показывают высокую сходимость физического и информационного экспериментов (рис. 2).

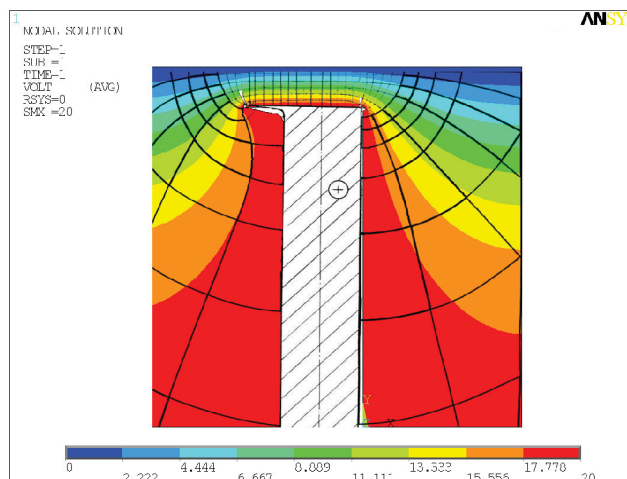


Рис. 2. Сравнение результатов моделирования

Были созданы 3D- и 2D- модели для схемы электрохимического скругления кромок у штуцера (рис. 3).

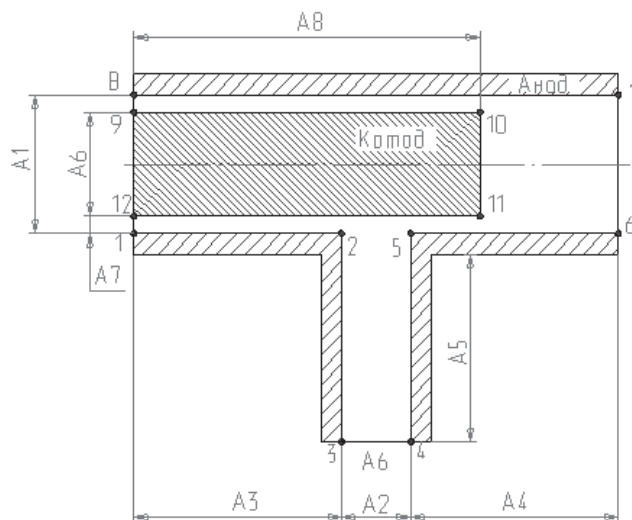


Рис. 3. Схема скругления кромок штуцера

Штуцер имеет сложную форму, получающуюся в результате пересечения двух отверстий. Построение моделей производилось без использования сторонних программ, моделирование производилось средствами ANSYS. Штуцер, являющийся при данной схеме анодом, представляет собой совокупность цилиндров. Электрод, являющийся катодом, подводится в отверстие большего диаметра. Объёмная модель штуцера представлена на рис. 4.

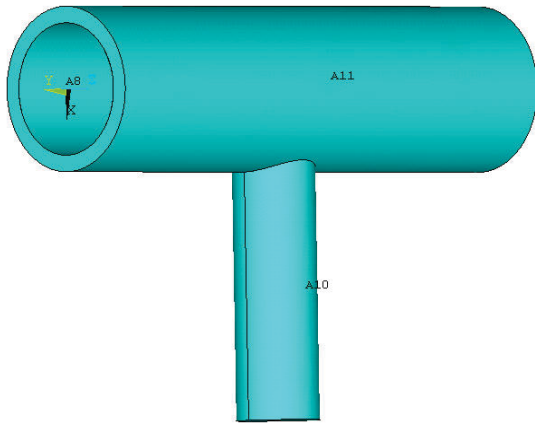


Рис. 4. Объемная модель штуцера

Для последующего расчёта необходимо смоделировать область, заполненную электролитом.

По характерным поверхностям были приложены граничные условия:

$\varphi = +20$ В – анод (заготовка),

$\varphi = 0$ В – катод (электрод инструмент).

По тем областям, где моделируемая область граничит с диэлектриком, граничный потенциал не задавался, так как в ячейке реализуется условие – ток в направлении границы равен нулю:

$$\frac{d\varphi}{dx} = 0.$$

Кроме того, было задано удельное сопротивление электролита (20% NaCl) $R_0 = 0,051$ [Ом.м].

Отсюда следует, что как геометрическое подобие, так и подобие граничных условий двух электрических полей (реального и моделируемого) обеспечивается тем, что сходные параметры в сходственных точках идентичны между собой. Если за параметры электрического поля принять прикладываемые напряжения и межэлектродный промежуток, то картины расположения изопотенциальных линий и линий тока должны быть одинаковы.

Моделируемая область разбивалась на конечные элементы, размер ячейки составил 0,4 мм.

Для объёмной модели применялся тип элемента SOLID231 – объёмный, состоящий из 20 узлов, основанный на токах электрический элемент. Элемент имеет одну степень свободы, напряжение на каждом узле (рис. 5). Для плоской модели использовался элемент PLANE230, использующийся для двухмерных моделей.

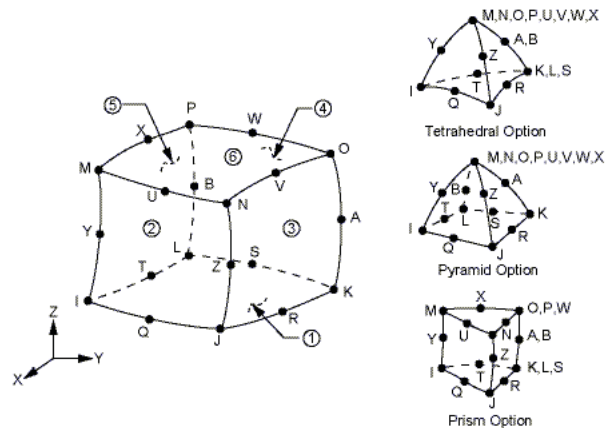


Рис. 5. Геометрия конечного элемента SOLID231

Затем был произведён расчёт двух моделей. По завершении расчёта были получены следующие результаты: картины распределения потенциалов в межэлектродном зазоре и прилегающей к нему области, которые изображены на рис. 6–8. Также были получены значения плотностей тока в ключевых точках.

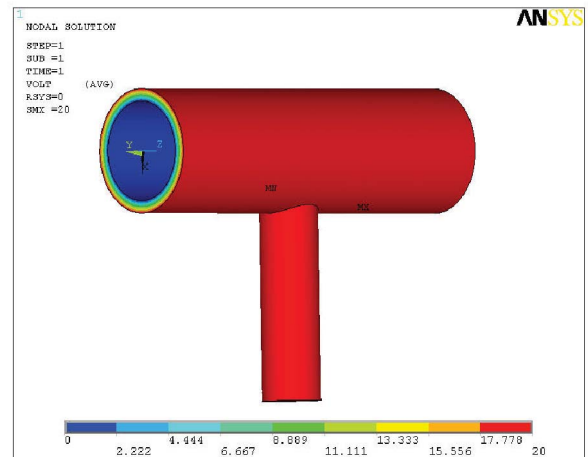


Рис. 6. Распределение потенциалов в межэлектродном зазоре и прилегающей области в 3-D - модели

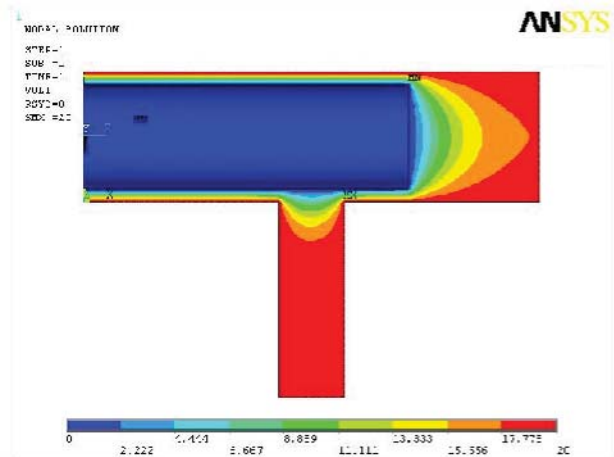


Рис. 7. Распределение потенциалов в межэлектродном зазоре и прилегающей области в расчѐнной 3-D- модели

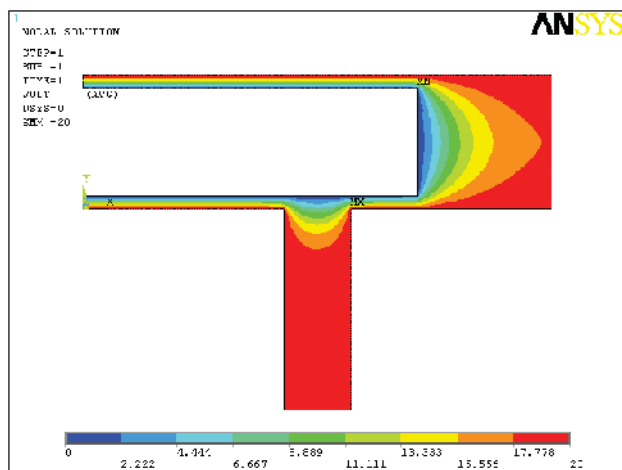


Рис. 8. Распределение потенциалов в межэлектродном зазоре и прилегающей области в 2-D- модели

В результате проведённых исследований и сопоставлении полученных результатов были сделаны следующие выводы:

1. Картины распределения потенциалов 2D- и 3D- моделей практически идентичны.

2. Значения плотностей тока в ключевых точках равны:

- 2D: точка 1 – $i = 10 \text{ A/cm}^2$;
- точка 2 – $i = 16,32 \text{ A/cm}^2$;
- 3D: точка 1 – $i = 10 \text{ A/cm}^2$;
- точка 2 – $i = 16,37 \text{ A/cm}^2$.

Погрешность 2D -моделирования относительно 3D составляет 0,3%.

3. Вследствие незначительной погрешности целесообразно использовать при моделировании электрохимической ячейки 2D-модель, так как по ней расчёт производится значительно быстрее.

DOUBLE-ELECTRODE ELECTROCHEMICAL CELL VOLUMETRIC AND FLAT SIMULATION USING ANSYS PROGRAM

© 2012 M. V. Nekhoroshev, N. D. Pronichev, G. V. Smirnov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

In this work compared the accuracy of three-dimensional and two-dimensional modeling of the echo in the ANSYS program for the example of rounding edges of the union.

Modeling, flat simulation, ECHO, three-dimensional and two-dimensional modeling.

Информация об авторах

Нехорошев Максим Владимирович, ассистент кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: maxnood@gmail.com. Область научных интересов: технологии авиадвигателестроения.

Прони́чев Николай Дмитриевич, доктор технических наук, профессор кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla@ssau.ru. Область научных интересов: технологии авиадвигателестроения.

Смирнов Геннадий Владиславович, доктор технических наук, профессор кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla@ssau.ru. Область научных интересов: технологии авиадвигателестроения, размерная электрохимическая обработка.

Nekhoroshev Maxim Vladimirovich, Assistant Professor of Production of aircraft engines Department of Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: maxnogood@gmail.com. Area of Research: Technology of aeroengine.

Pronichev Nikolai Dmitrievich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Production of aircraft engines Department of Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: pdla@ssau.ru. Area of research: Technology of aeroengine.

Smirnov Gennady Vladislavovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Production of aircraft engines Department of Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: pdla@ssau.ru. Area of research: Technology of aeroengine.

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЖРДМТ НА САМОВОСПЛАМЕНЯЮЩИХСЯ КОМПОНЕНТАХ ТОПЛИВА

© 2012 В. Е. Нигодюк, А. В. Сулинов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Предложены пути совершенствования рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива за счёт интенсификации жидкофазного взаимодействия компонентов, применения предкамерных устройств и учёта особенностей рабочего процесса ЖРДМТ тягой менее 1,0 Н. На основании полученных результатов даны рекомендации по организации рабочего процесса двигателей нового поколения, разработаны экспериментальные образцы ЖРДМТ и проведена их апробация.

Жидкостные ракетные двигатели малой тяги, самовоспламеняющиеся компоненты топлива, рабочий процесс, эффективность, жидкофазное смешение, предкамерное устройство.

Жидкостные ракетные двигатели малой тяги (ЖРДМТ) на самовоспламеняющихся компонентах топлива: горючее из гидразинового ряда и окислитель из азотнокислотного ряда, - широко используются в настоящее время в качестве исполнительных органов систем управления космическими аппаратами (КА) для стабилизации, ориентации и коррекции орбиты КА и имеют долгосрочные перспективы применения в будущем. Анализ показывает, что современным перспективным направлением по созданию ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива нового поколения является разработка двигателей малой тяги с минимальными значениями приведённой длины камеры сгорания при обеспечении предельных значений энергетических параметров на непрерывном режиме. Это должно привести к существенному повышению удельного импульса тяги в импульсном режиме, снижению температуры камеры двигателя, улучшению динамических и экологических характеристик двигателей и повышению их надёжности. Реализация данного направления возможна за счёт повышения эффективности организации внутрикамерного рабочего процесса ЖРДМТ.

Ведущую роль в повышении эффективности внутрикамерного рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющемся топливе играет организация эффективного экзотермического жидкофазного взаимодействия компонентов топлива [1], которая будет решающим образом обеспечивать интен-

сификацию протекания последующих процессов преобразования топлива в высокотемпературные продукты сгорания и, как следствие, будет определять высокий уровень энергетических и динамических характеристик двигателя. Повышение надёжности двигателя связано со снижением тепловых нагрузок на элементы конструкции ЖРДМТ за счёт уменьшения длины камеры сгорания двигателя и использования жидкофазных промежуточных продуктов взаимодействия компонентов в качестве внутреннего пристеночного охладителя.

Для обеспечения эффективного экзотермического жидкофазного взаимодействия компонентов топлива необходима реализация эффективного жидкофазного смешения компонентов до начала возникновения реакций в жидкой фазе. На рис. 1 показана физическая картина жидкофазного смешения компонентов топлива на примере взаимодействия плёнок компонентов под углом друг к другу при двух основных вариантах её реализации: при полном и неполном смешении компонентов. При полном смешении компонентов в жидкой фазе (рис. 1, а) время, затрачиваемое на смешение компонентов $\tau_{см}$, не превышает времени (периода) индукции жидкофазных реакций самовоспламеняющихся компонентов топлива $\tau_{жф}$ ($\tau_i^{жф}$): $\tau_{см} \leq \tau_{жф}$. При этом толщина слоя смешения равна сумме толщин взаимодействующих плёнок компонентов: $\delta_{см} = \delta_z + \delta_{ок}$. При не-

полном смешении (рис. 1, б): $\tau_{см} > \tau_{жф}$, $\delta_{см} > \delta_2 + \delta_{ок}$. Часть компонентов не участвует в жидкофазных реакциях, в результате чего энергетический эффект от реализации жидкофазного смешения не будет использоваться в процессе последующего преобразования топлива в полном объёме. На рис. 1, кроме упомянутых выше параметров, показаны скорости компонентов W_1, W_2 , угол взаимодействия плёнок α , эпюры распределения массового соотношения компонентов топлива на входе в зону смешения k_{m0} (пунктирная линия), по истечении времени смешения $\tau_{см}$ (сплошная линия) и его среднее значение по сечению $k_{мср}$ (штрихпунктирная линия).

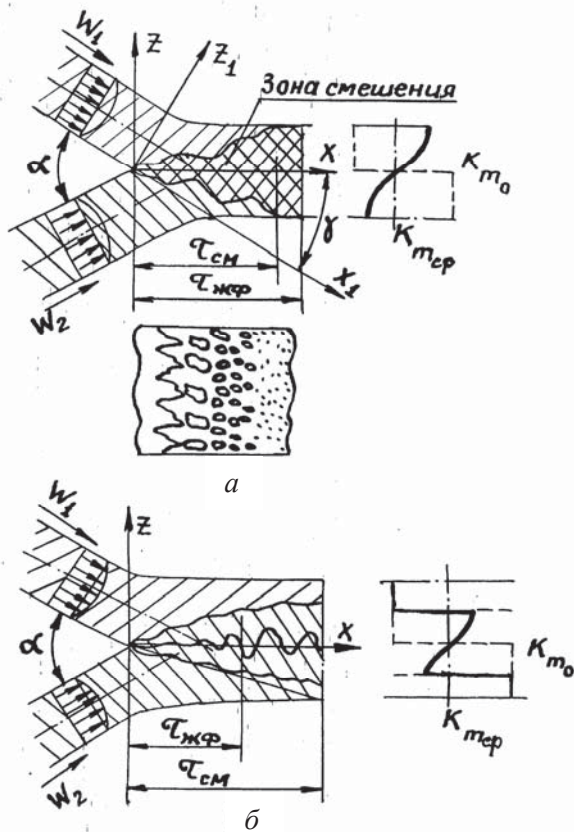


Рис. 1. Схема жидкофазного смешения при взаимодействии плёнок компонентов: а – полное смешение; б – неполное смешение

С целью организации эффективного экзотермического жидкофазного взаимодействия компонентов путём уточнения его физической модели и определения основных кинетических характеристик был проведён комплекс экспериментальных исследований основных стадий процесса жидкофазного взаимодействия компонентов и последующего преобразования топлива в продукты сго-

рания на высотных огневых стендах с использованием специальных модельных установок [2] и испытаний разработанных экспериментальных образцов ЖРДМТ различных схем смесеобразования и размерности.

В результате проведённых экспериментальных исследований на модельных установках [3] были определены верхняя граница периода индукции жидкофазной реакции компонентов топлива $\tau_i^{жф}$, период индукции газофазных реакций промежуточных продуктов $\tau_i^{гф}$, температуры промежуточных продуктов, коэффициент полноты сгорания и степень газификации топлива и их зависимости от полноты жидкофазного смешения компонентов топлива и времени пребывания жидкофазных и газофазных промежуточных продуктов (ЖФПП и ГФПП) на начальных стадиях преобразования топлива, когда комплекс $p_k^* \tau_{пр}^{гф}$ (где p_k^* и $\tau_{пр}^{гф}$ – соответственно давление и время пребывания ГФПП в канале реактора модельной установки) был не более 50 Нс/м^2 . Полученные результаты позволили внести коррективы в существующую физическую модель жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов топлива и провести моделирование и более точный расчёт процесса при организации эффективного внутрикамерного рабочего процесса ЖРДМТ.

Верхняя граница периода индукции жидкофазных реакций для рассматриваемых компонентов топлива составила $0,05 \text{ мс}$ (50 мкс). На основании обобщения экспериментальных данных было получено соотношение для определения периода индукции газофазных реакций промежуточных продуктов:

$$\tau_i^{гф} = 8 / p_k^*,$$

где $\tau_i^{гф}$ выражается в с; p_k^* – в Па.

Температуры ГФПП и ЖФПП на режиме до воспламенения изменялись в диапазоне от 340 до 370 К . При этом значения температур ГФПП и ЖФПП при одних и тех же граничных условиях практически не отличались друг от друга.

Результаты исследования преобразования ЖФПП подтверждают предположение о перспективности использования жидкофазных промежуточных продуктов для внут-

ренного охлаждения стенок ЖРДМТ [1] при эффективной организации их внутрикамерного рабочего процесса. На модельных установках получено, что для преобразования ЖФПП, проходящего после завершения жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов, характерно постоянство или незначительное увеличение их температуры по длине канала. Причём на предпламенной стадии (до воспламенения ГФПП) процесс газификации ЖФПП практически прекращается, а на начальной стадии горения процесс газификации ЖФПП происходит за счёт теплоподвода от высокотемпературных газофазных промежуточных продуктов.

На основании полученных количественных характеристик жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов топлива был предложен ряд перспективных схем смесеобразования ЖРДМТ различных уровней тяг, выполненных на базе клиновых, струйных, центробежных и комбинированных смесительных элементов. В частности, разработанные и испытанные экспериментальные образцы ЖРДМТ с клиновыми смесительными элементами (рис. 2, 3) показали высокую полноту сгорания топлива: коэффициент полноты расходного комплекса для данных двигателей составил (0,94 – 0,96), - при максимальной температуре стенок камеры сгорания на непрерывном режиме работы не более 1000 °С и приведённой длине камеры сгорания менее 0,25 м.

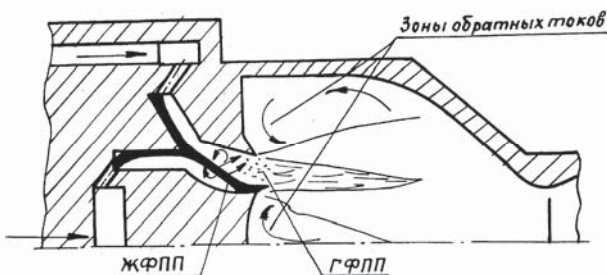


Рис. 2. Схема организации рабочего процесса на базе клинового смесительного элемента с жидкофазным взаимодействием компонентов в ядре потока камеры сгорания

В качестве примера на рис. 4, 5 представлены результаты испытаний экспериментального образца двигателя с клиновым смесительным элементом номинальной тягой 25 Н в виде зависимостей расходного

комплекса камеры сгорания от суммарного расхода топлива и массового соотношения компонентов.

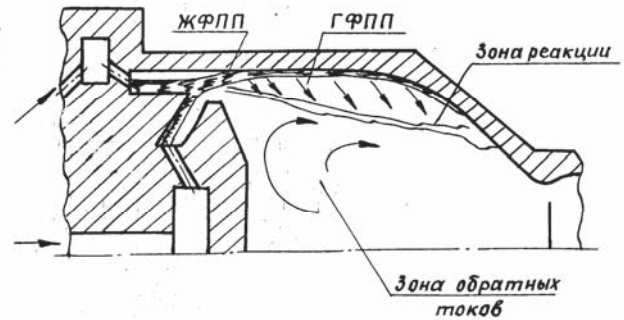


Рис. 3. Схема организации рабочего процесса на базе клинового смесительного элемента с жидкофазным взаимодействием компонентов на стенке камеры сгорания

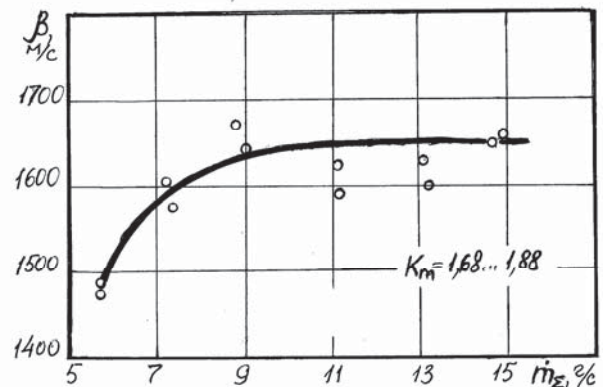


Рис. 4. Влияние суммарного расхода топлива на расходный комплекс двигателя номинальной тягой 25 Н

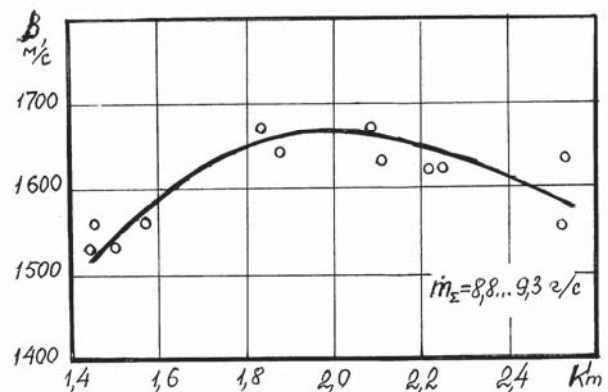


Рис. 5. Влияние массового соотношения компонентов топлива на расходный комплекс двигателя номинальной тягой 25 Н

В процессе теоретических и экспериментальных исследований рабочего процесса ЖРДМТ [4] была показана перспективность направления повышения эффективности внутрикамерного рабочего процесса двигателей с помощью предкамерных устройств и изучены основные стадии их рабочего процесса. Достоинства предкамер с точки зре-

ния интенсификации внутрикамерного рабочего процесса ЖРДМТ состоят в том, что они позволяют управлять рабочим процессом при ограниченном количестве смесительных элементов и влиять на эффективность протекания различных его стадий. Предкамера может интенсифицировать внутрикамерный рабочий процесс за счёт:

- организации эффективного жидкофазного смешения компонентов топлива, в том числе на стенке предкамеры;
- создания благоприятных условий для жидкофазных экзотермических реакций с образованием высокоактивных жидкофазных и газофазных промежуточных продуктов;
- обеспечения заданного распределения ЖФПП и ГФПП по поперечному сечению камеры сгорания;
- организации эффективного дробления жидкофазных продуктов на выходе из предкамеры;
- интенсификации газофазного перемешивания ГФПП в камере сгорания.

Кроме того, предкамера может выполнять функции теплового моста между камерой сгорания и смесительной головкой двигателя, особенно это актуально для двигателей тягой менее 1,0 Н.

Полученные результаты исследований влияния конструктивных и режимных параметров предкамеры [4] позволили выявить определяющие факторы влияния на внутрикамерный рабочий процесс ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива и определить рациональные области значений основных конструктивных и режимных параметров предкамеры, позволяющих достичь максимального эффекта в приросте удельных параметров двигателей.

Из полученных экспериментальных данных исследований рабочего процесса ЖРДМТ с предкамерами следует отметить роль газодинамических факторов в рабочем процессе камеры сгорания: скорости газового потока и условий взаимодействия газофазных и жидкофазных продуктов на выходе из предкамеры.

Экспериментально было получено, что для ЖРДМТ с осевой предкамерой существует оптимальное значение отношения площадей выходного сечения предкамеры и минимального сечения сопла. Для ЖРДМТ с

кольцевой предкамерой с ростом скорости газового потока энергетическая эффективность двигателя росла и ограничения по величине отношения этих площадей в рассмотренном диапазоне изменения этих параметров не было зафиксировано.

Для ЖРДМТ тягой менее 1,0 Н, являющимися перспективным классом двигателей для систем управления малых КА, по сравнению с ЖРДМТ тягой от 10 до 400 Н выявлены ряд особенностей по организации внутрикамерного рабочего процесса [5, 6], которые необходимо учитывать при их проектировании:

- наличие одного смесительного элемента;
- использование в качестве форсунок, прежде всего, струйных форсунок - капилляров с внутренним диаметром (0,15-0,3) мм и с большими относительными длинами - более 20;
- проблемы с обеспечением стабильности гидравлических характеристик капиллярных смесительных элементов из-за значительных тепловых потоков в смесительную головку и возможной облитерации капиллярных каналов;
- сложности в эффективной организации жидкофазного смешения компонентов топлива;
- значительные потери удельного импульса тяги из-за неадиабатности процессов в камере;
- особые условия организации тепловой защиты смесительной головки и стенок камеры сгорания.

Результаты расчётно-теоретического исследования эффективности организации жидкофазного смешения компонентов в ЖРДМТ тягой менее 1,0 Н при струйной схеме смесеобразования [6] показывают, что лишь капилляры внутренним диаметром менее 0,1 мм позволяют обеспечить полное жидкофазное смешение компонентов. При тяге двигателя менее 0,15 Н полное жидкофазное смешение компонентов обеспечить не удаётся даже при сколь угодно малом диаметре капилляров, что требует поиска других путей интенсификации смешения компонентов в жидкой фазе. В качестве одного из возможных путей повышения энергетической эффективности двухкомпонент-

ных ЖРДМТ тягой (0,1...1,0) Н на СЖРТ со струйной схемой смесеобразования за счёт интенсификации жидкофазного смешения компонентов предложено использование предкамерного устройства. Результаты экспериментального исследования двигателя с предкамерой [6] подтверждают возможность интенсификации жидкофазного смешения компонентов с помощью предкамеры. В частности, при тяге двигателя 0,2 Н прирост значения коэффициента камеры сгорания ЖРДМТ с предкамерой по сравнению с исходным вариантом двигателя без предкамеры превысил 50%.

Как отмечалось выше, предкамера и в ЖРДМТ тягой менее 1,0 Н за счёт газодинамических факторов позволяет повысить экономичность двигателя. Данный факт подчёркивают экспериментальные данные (рис. 6), полученные для ЖРДМТ номинальной тягой 1,0 Н с осевой предкамерой с развитым выходным цилиндрическим участком $l_{нк}^{вых}$. С помощью увеличения длины выходного участка предкамеры $l_{нк}^{вых}$ удаётся интенсифицировать процесс взаимодействия капель ЖФПП с газовым потоком, прежде всего процесс вторичного дробления капель, и увеличить удельные параметры двигателя существенно больше, чем за счёт увеличения длины предкамеры $l_{нк}$ - времени пребывания и преобразования промежуточных продуктов в предкамере.

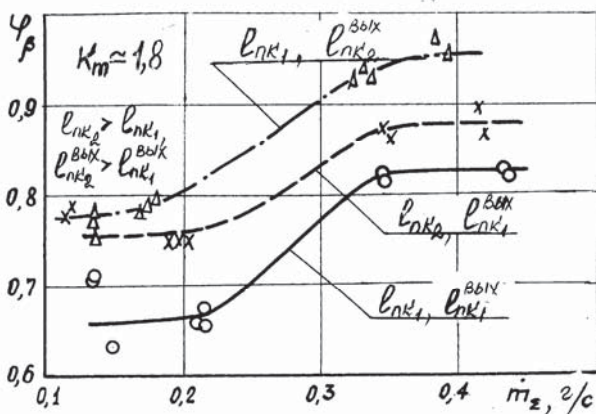


Рис. 6. Влияние выходного цилиндрического участка предкамеры на коэффициент полноты расходного комплекса

Кроме того, в качестве перспективного пути интенсификации жидкофазного взаимодействия компонентов проведена апроба-

ция на экспериментальном образце двигателя со схемой смесеобразования на базе клинового смесительного элемента.

В процессе исследований двигателей тягой менее 1,0 Н было выявлено, что тепловые факторы - тепловые потоки в смесительную головку, - могут быть причиной неустойчивости гидравлических характеристик капиллярных форсуночных элементов ЖРДМТ и, как следствие этого могут привести к неустойчивости параметров двигателя. Определены допустимые величины тепловых потоков в смесительную головку и рекомендовано для снижения тепловых потоков в головку использовать предкамерное устройство в качестве теплового моста.

На основании проведённых исследований были предложены пути совершенствования внутрикамерного рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива за счёт интенсификации жидкофазного взаимодействия компонентов, применения предкамерных устройств и учёта особенностей рабочего процесса ЖРДМТ тягой менее 1,0 Н. Даны рекомендации по проектированию двигателей нового поколения, разработаны экспериментальные образцы ЖРДМТ на базе перспективных схем смесеобразования и проведена их апробация.

Библиографический список

1. Дубинкин, Ю.М. Проблемы организации рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей малой тяги [Текст] / Ю.М. Дубинкин, В.Е. Нигодюк // Известия ВУЗов. Авиационная техника. - 1993. - № 2. - С. 71...74.
2. Нигодюк, В.Е. Проточный реактор как инструмент экспериментального исследования процессов преобразования СЖРТ [Текст] / В.Е. Нигодюк, А.В. Сулинов // Вестник СГАУ. - 2009. - № 3 (19). - С. 311-315.
3. Нигодюк, В.Е. Исследование закономерностей жидкофазного взаимодействия компонентов СЖРТ [Текст] / В.Е. Нигодюк, А.В. Сулинов // Вестник СГАУ. - 2009. - № 3 (19). - С. 316-321.
4. Нигодюк, В.Е. Влияние конструктивных и режимных параметров предкамеры на рабочий процесс в камере сгорания ЖРДМТ на СЖРТ [Текст] / В.Е. Нигодюк, А.В. Сули-

нов // Вестник СГАУ. -2011. -№ 3 (27). -С. 269-276.

5. Годлевский, В.Е. К вопросу о потерях в камере сгорания двигателей малой тяги [Текст] / В.Е. Годлевский, В.Е. Нигодюк, А.В. Сулинов // Известия ВУЗов. Авиационная техника - 1983. -№ 1. - С. 77...79.

6. Нигодюк, В.Е. Повышение энергетической эффективности ЖРДМТ тягой (0,1-1,0) Н со струйной схемой смесеобразования [Текст] / В.Е. Нигодюк, А.В. Сулинов// Вестник СГАУ. -2011. -№ 3 (27). -С. 265-268.

WAYS TO IMPROVE THE WORKFLOW OF LIQUID ROCKET THRUSTERS ON HYPERGOLIC PROPELLANTS

© 2012 V. E. Nigodjuk, A. V. Sulinov

Samara State Aerospace University named of Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The ways to improve workflow liquid rocket thrusters on hypergolic propellants through the intensification of interaction of components in the liquid phase of Indirect devices and coping with the working process of liquid rocket engine thrust of 1.0 N. The results obtained are given advice on the organization of working process of new generation engines, developed experimental models of liquid-propellant thrusters and held their approbation.

Liquid rocket thrusters, hypergolic propellants, workflow, efficiency, mixing in the liquid phase, Indirect device.

Информация об авторах

Нигодюк Валентин Евгеньевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Сулинов Александр Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Nigodjuk Valentin Evgenevich, candidate of technical science, associate Professor of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of research: the working process in the aircraft engines.

Sulinov Alexander Vasilyevich, candidate of technical science, associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of research: the working process in the aircraft engines.

ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС В SIEMENS NX

© 2012 Е. А. Рамзаева

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье рассмотрены различные подходы параметрического 3D-моделирования зубчатых колёс с наружным и внутренним облегчением и алгоритм последовательного построения тел вращения, формирования зубчатого венца с эвольвентным профилем зубьев и эвольвентных шлицов в среде Siemens NX с использованием MS Excel и VBA макросов.

Siemens NX, параметрическая 3D-модель, вал-шестерня, Excel документ, алгоритм построения.

Параметрическая модель создаётся с целью сокращения времени на выполнение рутинной работы создания 3D-моделей типовых деталей. При построении моделей деталей типа «вал-шестерня» наиболее трудоёмкими элементами являются зубчатый венец и шлицы. Другие поверхности подобных деталей могут быть очень разнообразны по компоновке, но их построение с помощью стандартных операций Siemens NX не вызывает значительных затруднений. Самый полный комплексный представитель группы зубчатых колёс и валов требует применения сложной логики дерева построения модели. Сложность логических условий включения и отключения объектов, формирующих конечную модель, затрудняет её использование в большинстве стандартных деталей.

Компромиссным решением может быть использование двух подходов:

во-первых, использование элементарных параметрических моделей зубчатого венца на валу, зубчатого венца во втулке;

во-вторых, создание комплексной параметрической модели группы стандартных деталей.

В первом случае имеется возможность средствами NX сформировать произвольный контур тела вращения и получить объёмную модель уникального вала (шестерни), затем импортировать модель зубчатого венца, полученную на основе параметрической модели элементарного вала с зубчатым венцом. С помощью операции «Слияние» получаем модель тела вращения с произвольным контуром и зубчатым венцом. При этом формирование элементарного вала с зубчатым вен-

цом выполняется на основе параметрической модели, управляемой размерными значениями венца и значениями координат зубчатого венца в системе координат детали, контур которой задаётся произвольно.

В случае создания комплексной модели группы стандартных деталей появляется возможность быстрого получения серии моделей с различными параметрами, например при проведении численного инженерного анализа.

В обоих случаях параметрическая модель реализует известный алгоритм построения параметрического зубчатого венца, одинаково применимый для построения венца на валу и во втулке (для шлицов и зубьев).

Последовательность операций алгоритма уточним применительно к элементарной модели венца зубьев эвольвентного профиля, ось которого совпадает с осью X.

Параметрические размеры эскиза для получения исходного тела вращения представляются от осей координат (рис. 1).

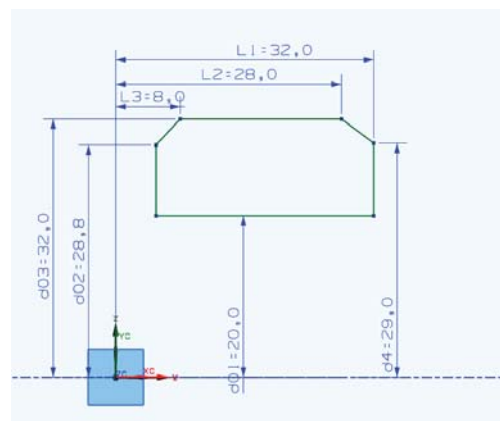


Рис. 1. Параметрический эскиз тела вращения

При такой постановке размеров не возникнет ситуации, когда значение какого-либо из них станет равным 0: например при получении модели без фасок. Пересчёт истинных размеров детали к размерам параметрической модели может выполняться автоматически при соответствующей организации Excel-документа, который используется в NX при получении семейства деталей.

Тело вращения (рис. 1, 2) имеет по наружной цилиндрической поверхности фаски: слева и справа.

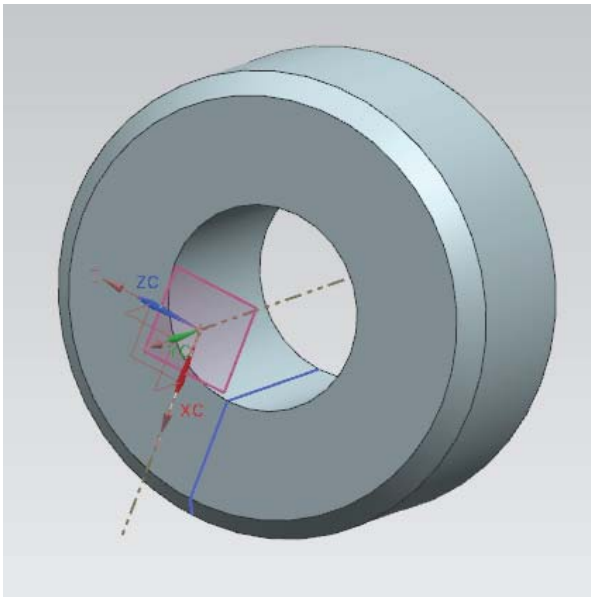


Рис. 2. Результат операции «Вращение»

Для построения исходного тела вращения можно использовать более простое прямоугольное сечение (без фасок). В таком случае в NX-дерево элементов 3D-модели придется включить операции добавления фасок. Операции с фасками должны быть выполнены до формирования зубчатого венца, т.к. «подрезать фаской» множество поверхностей, образующих зубчатый венец, слишком затруднительно.

Элементы, составляющие NX-дерево модели, могут отключаться с помощью специальных параметров, устанавливаемых Excel-документом. В случае такой простой модели оба варианта изменения конфигурации равнозначны.

Кроме размерных параметров в Excel-документ вносятся значения параметров z , m и α (число зубьев, модуль зубчатого венца и угол при вершине эвольвенты: для зубчатого венца $\alpha=20^\circ$, для шлицев $\alpha=30^\circ$).

Координатная плоскость для построения контура эвольвентного зуба, параллельная плоскости XCZC, совпадает с левым торцом тела вращения. Эскиз эвольвентного зуба содержит четыре окружности: окружность вершин зуба, окружность делительного диаметра, окружность базового диаметра, окружность впадин. Значения диаметров окружностей определяются по известным формулам, которые вводятся в модель NX с помощью команды «Выражения» из меню «Инструменты»:

$dd=m \cdot z$ - диаметр делительной окружности;

$d_{\text{main}} = dd \cdot \cos(\alpha)$, $\alpha = 20^\circ$ - диаметр основной окружности;

$da = dd + 2 \cdot m$ - диаметр вершин;

$df = dd - 2.5 \cdot m$ - диаметр впадин.

Размерные параметры эскиза и параметры для построения зубчатого венца z , m и α включаются в список параметров комплексной модели с помощью команды меню «Инструменты – Выражения».

Для построения эвольвенты используется элемент «Кривая по закону». Этот инструмент создает полностью параметрическую кривую, определённую в трёхмерном пространстве. Поэтому элемент недоступен в режиме «Эскиз» и может быть построен только как самостоятельный элемент дерева модели.

Для применения инструмента «Кривая по закону» требуется задать выражения, определяющие зависимость координат точек кривой в трёхмерном пространстве от некоторого параметра t , изменяющегося в интервале от 0 до 1. Нужно ввести следующие выражения, соответствующие параметрическим уравнениям эвольвенты:

$$zt = d_{\text{main}} \cdot (\sin(180 \cdot t) + 2 \cdot \pi \cdot \cos(180 \cdot t))$$

$$xt = d_{\text{main}} \cdot (\cos(180 \cdot t) - 2 \cdot \pi \cdot \sin(180 \cdot t))$$

$$yt = p0$$

Выражения записываются с учётом того, что плоскость построения эскиза профиля зуба ориентирована по левому торцу тела, полученного вращением вокруг оси Y. Параметрические зависимости и параметр t

вводятся с помощью команды «Инструменты – Выражения».

В результате в дереве модели формируется кривая в плоскости профиля зуба, т.к. $ut = r0 (const)$.

Для построения профиля зуба введём еще один параметр – толщина зуба:

$Tz = r1() \cdot m$, параметр добавляется командой «Выражения» (меню «Инструменты»).

С помощью инструмента эскиза «Дуга» от точки пересечения делительной окружности и эвольвенты строим дугу, точки которой находятся на делительной окружности. Для линии дуги и делительной окружности накладываем ограничение – «центрирование». Кроме того, для дуги накладываем размерное ограничение её длины: выбираем размерное ограничение «периметр» и определяем его значение как формулу, в которой указываем выражение tz .

На рис. 3, 4 строится не контур зуба, а контур впадины венца.

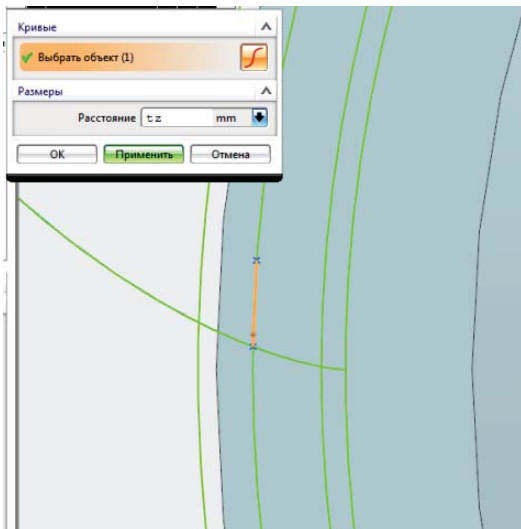


Рис. 3. Параметризация толщины зуба

Реальный зубчатый венец (на валу и во втулке) возникает на детали именно в результате удаления материала впадин, т.е. с учётом постоянных размеров инструмента обработки ширина впадины по всей толщине зубчатого венца постоянна. Это замечание важно при построении конического зубчатого венца, 3D-модель которого также может быть получена выполнением описываемого алгоритма.

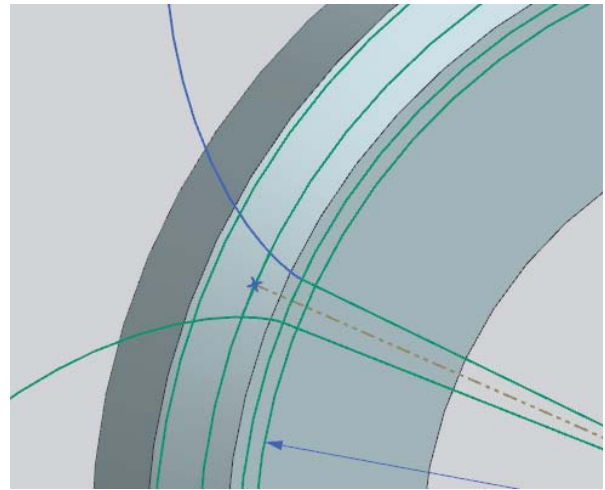


Рис. 4. Зеркальное отображение эвольвенты

При построении цифровой модели зубчатый венец формируется вычитанием «лишнего» из тела вращения. Поверхность зубчатого венца будет получена методом «Вытягивание» с параметром «Вычитание» параллельно оси Y на длину, равную ширине венца.

«Вычитание параллельно оси Y » применяется для получения цилиндрического венца (рис. 5). При построении конического венца операция «Вычитание» должна производиться параллельно образующей конуса и на длину образующей.

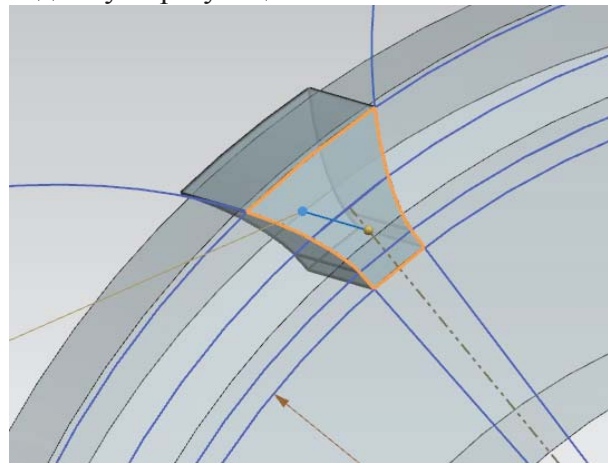


Рис. 5. Результат операции «Вытягивание» с параметром «Вычитание»

Полученную модель впадины копируем с помощью операции «Круговой шаблон» из группы «Множественные операции».

В качестве оси вращения выбираем ось Y , количество элементов задаётся выражением z , угол поворота определяется по формуле $2 \cdot \pi() / z$ (рис. 6).

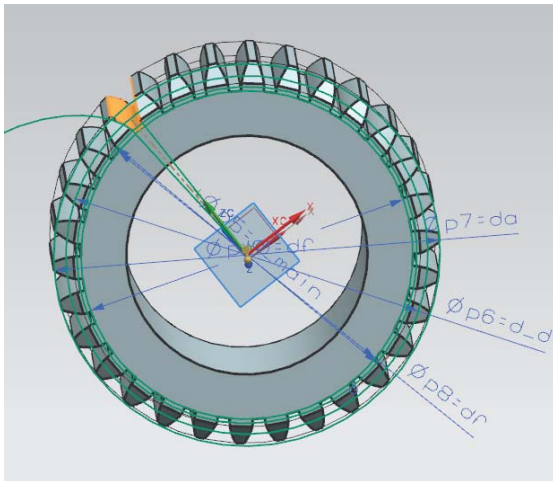


Рис. 6. Результат операции «Круговой шаблон»

Параметры операции «Круговой шаблон» могут определяться вне модели (из файла Excel).

В итоге в NX-дереве элементов 3D-модели элементарного зубчатого венца сформированы элементы: «Эскиз», «Вращение», «Координатная плоскость», «Кривая по закону», «Вытягивание» и «Круговой шаблон».

Последовательность операций для получения модели внутренних шлицов или зубчатого венца во втулке аналогична, но не может быть получена на основе того же файла параметрической модели зубчатого венца на валу.

В модели для внутренних шлицов иначе выполняется построение контура впадины: дуга ширины впадины откладывается в сторону наклона эвольвенты. При построении контура шлицов во втулке именно так образуется контур между шлицами (рис. 7).

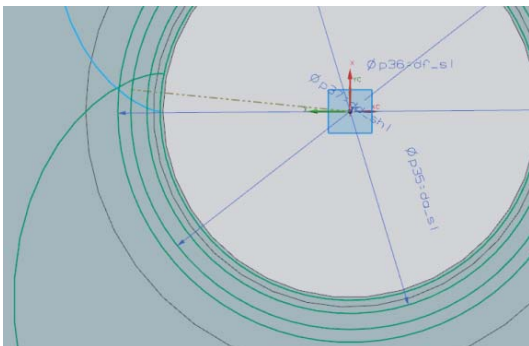


Рис. 7. Зеркальное копирование эвольвенты при построении контура между шлицами

Последующие действия выполняются аналогично (рис. 8, 9).

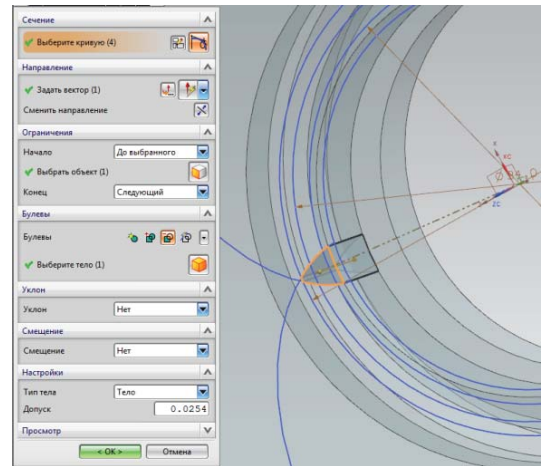


Рис. 8. Вытягивание с удалением области между шлицами

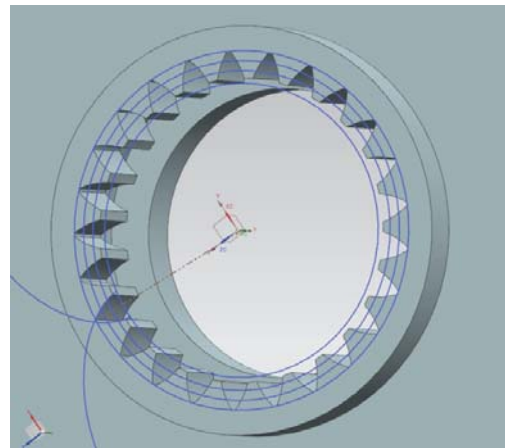


Рис. 9. Получение формы с помощью элемента «Круговой шаблон»

3D-модель комплексной детали типа «вал-шестерня» должна иметь более сложный контур сечения тела вращения. Параметрический эскиз состоит из общих элементов всех деталей группы комплексного представителя. К общим элементам отнесём и те, что встречаются не у всех, но у многих деталей группы. Например, многочисленная группа деталей может быть сформирована на основе комплексного представителя, который имеет венец эвольвентных зубьев с осью вдоль оси X (рис. 10).

Зубчатое колесо может иметь внешние облегчения или они могут отсутствовать. Диск колеса находится на валу, торцы которого отстоят от диска зубчатого венца или один торец вала может совпадать с торцом зубчатого венца.

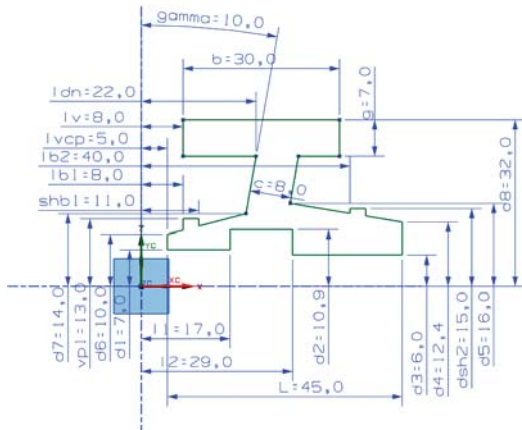


Рис. 10. Эскиз модели для получения тела с помощью вращения

На наружной поверхности вала могут выступать (или отсутствовать) буртики. Внутренняя полость вала может быть гладкой или состоять из трёх цилиндров разного диаметра.

В среде NX внесение в эскиз нулевых размеров часто приводит к получению непредсказуемых результатов. По этой причине начальная координата чертежа по оси X смещена относительно базовой системы координат на некоторый постоянный размер l_{vcp} , а не совпадает с левым торцом вала (рис. 10). Такая проstanовка параметрических размеров позволяет задавать угол наклона γ от нуля (рис. 11) до 360 градусов, т.к. линия левого торца эскиза отделена от вертикальной оси базовой системы координат. Отрицательный угол γ невозможен.

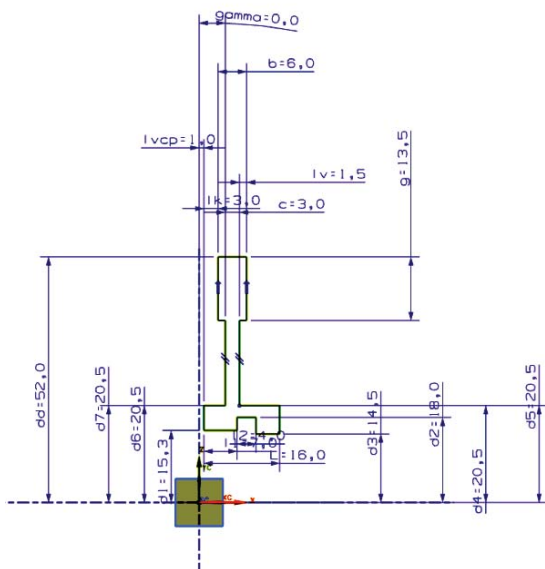


Рис. 11. Параметрически изменённый эскиз детали

Значения параметров эскиза связаны с таблицей MS Excel, которая имеет основной и вспомогательный листы. На вспомогательном листе задаются действительные размеры конкретной детали, которые пересчитываются средствами MS Excel для соответствия размерной схемы эскиза модели комплексного представителя.

Размеры, обозначенные на эскизе как диаметры, должны соответствовать своим радиусным значениям. Пересчёт этих значений выполняется формулами первого листа Excel.

При отсутствии в чертеже реальной детали некоторых элементов (например, внутренняя полость представляет собой сплошной цилиндр или обод колеса – гладкий цилиндр, а не конус) пользователю не требуется задавать все отсутствующие размеры. Например, если на листе действительных размеров не заданы значения размеров $d2$ и $d3$ (гладкий внутренний цилиндр), то по формулам Excel, связывающим 1-й и 2-й листы, значения $d2$ и $d3$ устанавливаются равными $d1$, но не нулевыми. При этом значения линейных размеров $l1$ и $l2$ автоматически устанавливаются равными размеру l_{vcp} (расстояние от центра координат) и пользователь может не задавать значения этих размеров (рис.12).

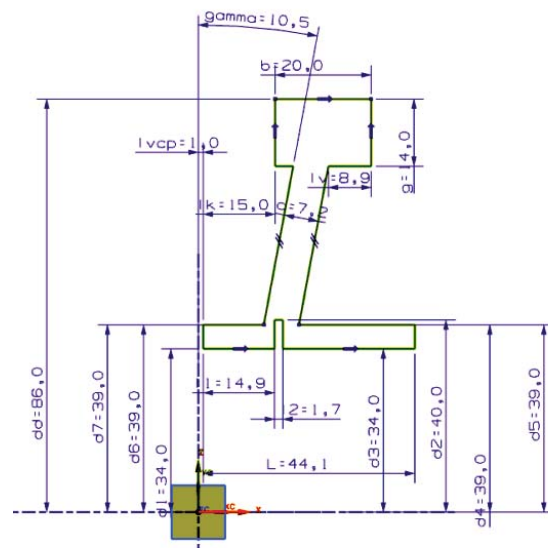


Рис. 12. Параметрически изменённый эскиз геометрии детали

Выражения, заложенные в книге Excel, настроены таким образом, чтобы назначать минимум нулевых значений для параметров эскиза.

Параметр γ позволяет изменять форму обода до строго вертикальной. Если глубина выборки lv установлена равной $lv_{ср}$, получаем эскиз без выборок. Если сумма размеров lv и s равна размеру b , то на эскизе будет присутствовать только левая выборка. Но более удобно управлять переменными элементами с помощью координатной про- становки размерных ограничений.

Иначе переменные элементы можно параметрически отключать в NX-дереве комплексной модели. Например, в эскиз комплексной детали не включены вспомога- тельные элементы, радиусы и фаски, так как у многих колес они отсутствуют. Это упро- щает параметрический эскиз.

NX-дерево модели комплексного пред- ставителя группы стандартных деталей мо- жет одновременно содержать элементы для построения нескольких зубчатых венцов. В этом случае все добавляемые выражения должны иметь уникальное обозначение, на-

пример: t_z – параметр толщины зуба венца на валу и тогда t_{z_sh} – параметр, задающий толщину зуба внутренних шлицов.

Применение VBA позволяет организо- вать пространство Excel-документа таким образом, что при отсутствии в чертеже ре- альной детали некоторых элементов (напри- мер, внутренняя полость представляет собой сплошной цилиндр или обод колеса - глад- кий цилиндр, а не конус), пользователю не требуется задавать все отсутствующие раз- меры. Кроме того, с использованием VBA- макросов возможно выполнять автоматиче- скую проверку ошибочных соотношений вводимых пользователем параметров: ли- нейных и диаметральных размеров.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации на осно- вании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

PARAMETRIC MODELING COG WHEELS IN SIEMENS NX

© 2012 E. A. Ramzaeva

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

There are different approaches of parametric 3D modeling gears with internal and external relief in the article , and also algorithm successive construction of bodies of revolution, formation of the ring gear with involute tooth profile and involute splines among Siemens NX with using MS Excel and VBA macros.

Siemens NX , parametric 3D model, gear shaft , Excel document, algorithm of construction.

Информация об авторах

Рамзаева Елена Анатольевна, заведующая вычислительным центром кафедры произ- водства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский универси- тет). E-mail: pdla@ssau.ru. Область научных интересов: использование CAD/CAM/CAPP сис- тем при подготовке специалистов.

Ramzaeva Elena Anatolyevna, Head of the Department of Computing Centre production of aircraft engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (Na- tional Research University). E-mail: pdla@ssau.ru. Area of Research: using of CAD/CAM/CAPP systems for preparing specialists.

**3D ВИРТУАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
И ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ЛИТЬЯ
ДЕТАЛИ «ЗАВИХРИТЕЛЬ П КОНТУРА» ГТД
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

© 2012 Р. А. Вдовин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье рассматриваются вопросы моделирования и совершенствования технологического процесса литья деталей ГТД.

Быстрое прототипирование, технологический процесс, имитационное моделирование, аддитивные технологии, мастер-модель, компьютерное моделирование.

Надёжность и ресурс работы газотурбинного двигателя (ГТД) летательного аппарата в значительной степени зависит от качества изготовления деталей и сборки. Статистика показывает, что из-за несовершенства технологии производства преждевременный выход двигателя из строя составляет 30-40 %.

Одна из особенностей авиационного двигателестроения заключается в том, что большая часть деталей изготавливается из труднообрабатываемых материалов. Это напрямую связано с повышением трудоёмкости и себестоимости изделия. Кроме того, предъявляются высокие требования к точности и качеству поверхностей деталей, к точности сборки двигателя.

Решение всех вышеперечисленных задач осуществляется по следующим основным направлениям:

- поиск и внедрение в производство новых, прогрессивных методов обработки деталей и сборки;
- автоматизация производства, в первую очередь на трудоёмких и вредных для здоровья операциях;
- избавление от ручного труда как непроизводительного, трудоёмкого и не обеспечивающего постоянство параметров;
- автоматизация разработки конструкторско-технологической документации, позволяющая снизить сроки и затраты на разработку и внедрение в производство новых изделий.

Важную роль в совершенствовании технологического процесса изготовления играют

информационные и инновационные технологии:

- применение аддитивных технологий на этапе технологической подготовки производства;
- применение CAE-процессов, моделирующих процесс заливки – на этапе проектирования нового метода получения отливок;
- автоматизированное проектирование технологического процесса и технологического оснащения (CAD/CAM) – на этапе технологической подготовки производства.

Литейное производство - одно из старейших и в настоящее время основных способов получения металлических изделий и заготовок для различных отраслей промышленности. Изготовление деталей методом литья позволяет получать заготовки из различных сплавов, практически любой конфигурации, с любой структурой, макро- и микрогеометрией поверхности, массой от нескольких граммов до сотен тонн, с любыми другими эксплуатационными свойствами. При необходимости и экономической оправданности требуемые показатели достигаются без использования других технологических процессов (механической обработки, сварки, термообработки и др.).

В настоящее время для получения литых деталей используется несколько десятков технологических процессов и их вариантов, обладающих достаточно широкой универсальностью или пригодных для изготовления узкой номенклатуры определённых отливок. С увеличением числа различных методов и вариантов получения отливок всё острее

ощущается необходимость в более чёткой и детальной классификации методов по их основным общим признакам. Это позволит систематизировать изложение сущности разных методов, облегчить понимание заложенных в них принципов и создание новых эффективных способов литья.

Переход на цифровое описание изделий – CAD и появившиеся вслед за CAD аддитивные технологии произвели настоящую революцию в литейном деле, что особенно рельефно проявилось именно в высокотехнологичных отраслях – авиационной и аэрокосмической области, атомной индустрии, медицине и приборостроении, т.е. в отраслях, где характерным является мелкосерийное, а зачастую штучное (в месяц, год) производство. Именно здесь уход от традиционных технологий, применение новых методов получения литейных синтез-форм и синтез-моделей за счёт технологий послойного синтеза дало возможность радикально сократить время на создание продукции.

В настоящее время на литейных заводах и в литейных цехах для снижения временных и финансовых затрат на подготовку производства широко используют компьютерные технологии:

- CAD-системы при проектировании, изготовлении и разработке технологии;
- компьютерное моделирование процесса отливки заготовок при проектировании технологических процессов литья.

Традиционно отработка литейной технологии для каждой сложной отливки во многом основывается на металлоёмком методе проб и ошибок, эмпирическом опыте работы технологов, которые должны обладать информацией об удачных и неудачных попытках получения отливок и оперировать ею, опираясь на интуицию и в редких случаях – на строгие алгоритмы. Специфика литейного производства такова, что среди всего многообразия контролируемых факторов фигурируют и состояние заливаемого металла, и способ изготовления формы, и её предварительный прогрев, и скорость подачи жидкого металла в форму, и конфигурация самой отливочной детали и литниковой системы, и скорость отвода тепла при затвердевании. Адекватное решение тех или иных задач формирования отливки зачастую не может

быть получено аналитическим путём, а лишь численно, с использованием метода конечных элементов.

Компьютерное моделирование литейных процессов – это новый способ, который позволяет отработать технологию до изготовления дорогостоящей оснастки и без запуска опытной партии. Компьютерное моделирование позволяет определить нужное количество прибылей, место их установки, необходимые размеры, а также размеры всех элементов литниковой системы. Визуальный анализ результатов расчёта на экране монитора позволяет рассмотреть весь процесс отливки, включая заливку формы, кристаллизацию сплава и образование усадочных дефектов. Полученная информация позволяет произвести корректировку технологии для создания отливок наилучшего качества с наименьшими затратами.

Весь процесс моделирования занимает малую часть времени, которое необходимо для создания оснастки и изготовления пробной партии отливок. Это означает, что уже после изготовления первой партии потребуются минимум изменений в технологии, что существенно сократит количество отходов. Для заказчика это означает сокращение времени выполнения заказа, повышение качества первых партий, увеличение жизненного цикла отливок и, как следствие, уменьшение затрат. В конечном итоге происходит экономия материалов, энергоносителей, рабочего времени, бережётся оборудование и получается уникальная информация о технологическом процессе. Зачастую только компьютерное моделирование технологии позволяет «заглянуть» внутрь изделия, увидеть характер протекающих в нём процессов, понять причины возникновения дефектов.

Алгоритм методологии компьютерного моделирования представлен на рис. 1.

Отличительной особенностью данного алгоритма является разделение технологического процесса производства деталей на этап виртуального моделирования и этап непосредственного производства. Первый этап осуществляется итерационно, ему сопутствуют постоянные изменения и поправки технологического процесса. Этап непосредственного производства деталей осуществляет

ся, когда на стадии виртуального моделирования будут получены требуемые результаты.



Рис. 1. Алгоритм методологии компьютерного моделирования

Методика компьютерного моделирования легла в основу оценки эффективности предложенного экспериментального технологического процесса заливки детали “Завихритель II контура” (рис. 2), которая устанавливается в камере сгорания газотурбинного двигателя (ГТД) в количестве 36 штук.

Затем смоделированная 3D-модель детали была интегрирована в САЕ-систему ProCast (рис. 4).

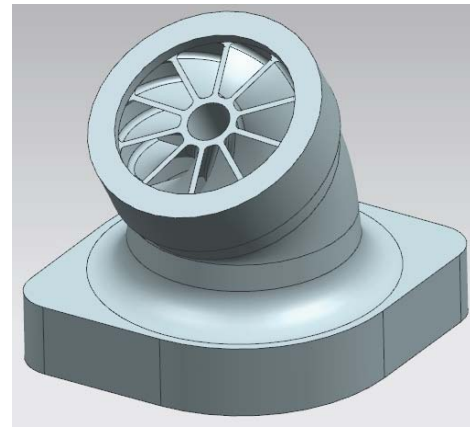


Рис. 2. CAD-модель завихрителя II контура

Завихритель предназначен для впрыска и поджига горючего. Согласно имеющейся технологии и на основании конструкторской документации в программном продукте Unigraphics была смоделирована объёмная CAD-модель детали с литниково-питающей системой (рис. 3).

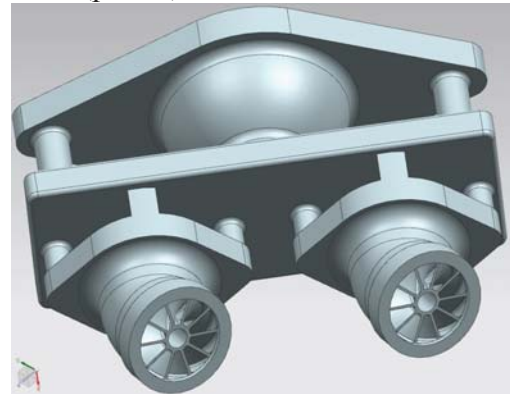


Рис. 3. 3D-модель заготовки с литниково-питающей системой

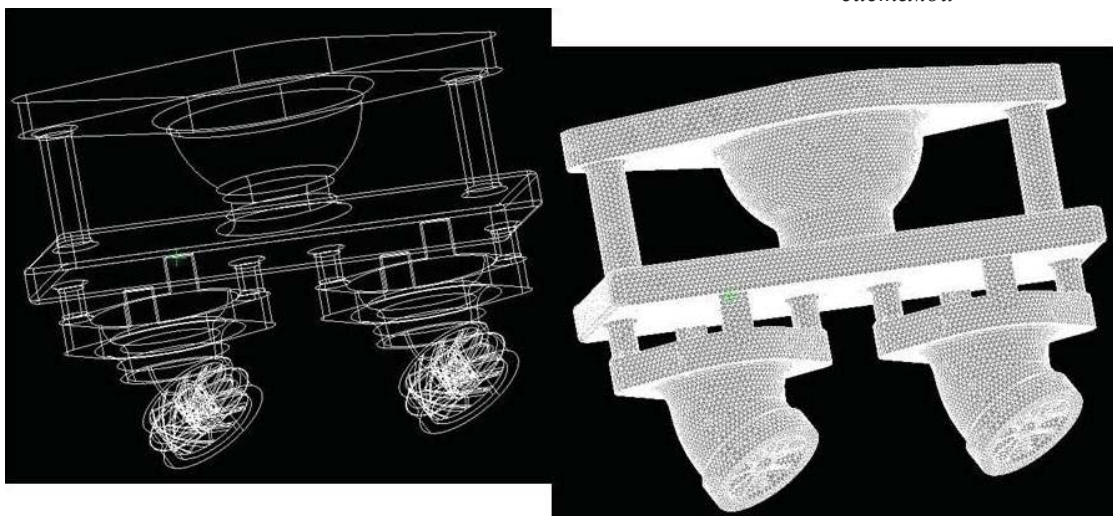


Рис. 4. САЕ-модель завихрителя II контура в программной среде ProCast

ProCast предоставляет возможность моделирования заполнения формы, затвердевания и формирования микроструктуры. Расположение стояков и применение изолирующих или экзотермических подводов, их влияние на усадку может быть изучено на компьютере и визуализировано на экране для достижения оптимального качества отливки.

Программный комплекс ProCast позволяет формировать расчётную модель на основе соответствующих физических процессов в литейной технологии, а необходимые решатели подключаются в процессе решения.

Успех моделирования заполнения формы, затвердевания и формирования микроструктуры связан с оптимизацией системы литников и исключением областей возможной усадки. Размеры элементов литниковой

системы, их влияние на усадку могут быть визуализированы на экране для достижения требуемого качества отливки.

В САЕ-системе ProCast был проанализирован и полностью смоделирован существующий технологический процесс заливки заготовки; рассчитан коэффициент усадки, на который вносится поправка при реальном литье; определена эффективность стояка, прибылей и питателей; выявлены пустоты, усадочные раковины; проанализирована скорость остывания заливки (рис. 5).

В конце заливки полностью отсутствуют пустоты, однако имеются усадочные раковины в районе лопаток крыльчатки. Это в итоге приведёт к непроливам лопаток и, как следствие, к браку.

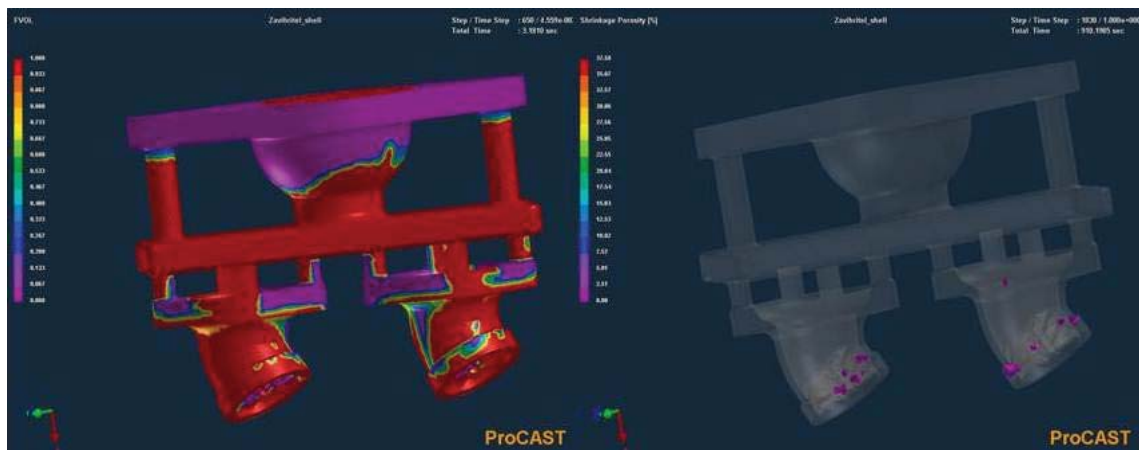


Рис. 5. Визуализация и анализ полученных результатов (слева – процесс кристаллизации, справа – наличие усадочной пористости)

При заливке экспериментальной партии завихрителей были сделаны рентгенограммы, анализ которых показал точечную усадочную пористость (рис. 6). Полученный результат полностью соответствует результату, полученному на этапе виртуального моделирования, что свидетельствует об адекватности применяемого САЕ программного продукта.

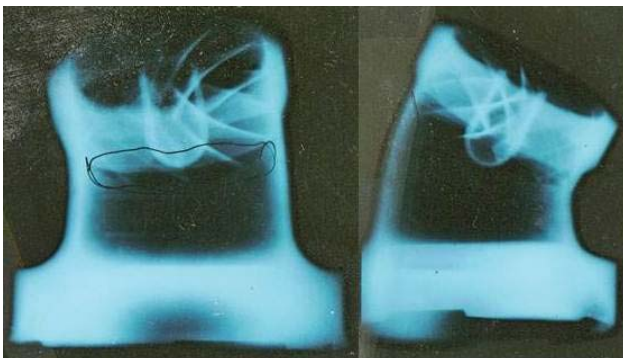


Рис. 6. Рентгенограммы завихрителя II контура

Таким образом, для исключения образования усадочных раковин можно рекомендовать изменить вид литниково-питающей системы. Необходимо изменить проходное сечение заливной горловины, так как металл кристаллизуется, не успев заполнить всю форму и изменить условия заливки: температуру, скорость и время заливки.

Изложенные рекомендации были учтены и позволили скорректировать технологический процесс заливки завихрителя. В процессе оптимизации были учтены причины образования усадочных раковин и возможные варианты их устранения:

- замедленное охлаждение металла в месте соединения отливки с питателем и в узлах отливки – необходимо применять соответствующую конструкцию отливок (необходимые радиусы закругления, направленное

затвердевание, уменьшение узлов соединений);

- замедленное охлаждение из-за близкого расположения отливок друг к другу – необходимо собирать модельный комплект с достаточными расстояниями между моделями;

- взаимодействие металла с материалом формы – не допускать применения материалов неудовлетворительного качества и применять для формы материалы, не вступающие во взаимодействие с жидким металлом;

- высокая температура металла при заливке – не допускать излишнего перегрева металла;

- попадание в металл пузырьков воздуха при заливке – обеспечивать поступление металла в полость формы плавной струёй, уменьшать высоту падения металла в форму, обеспечивать свободное удаление воздуха из полости формы;

- выделение газов из формы во время заливки – производить прокаливание формы до полного выгорания остатков модельных материалов и потери газотворности формы; прокалённые формы, не залитые в течение нескольких суток, перед заливкой повторно прокаливать.

Изменение коснулось времени заливки (времени нахождения тигля в опрокинутом состоянии), которое было увеличено до 20 секунд, что существенным образом повлияло на скорость заливки и позволило равномерно пролить сложнопрофильную крыльчатку вихрителя обеих отливок. Рассмотренные корректировки проводились постепенно, пока не удалось добиться необходимого результата.

Анализ полученных результатов итерационного моделирования представлен на рис. 7, 8.

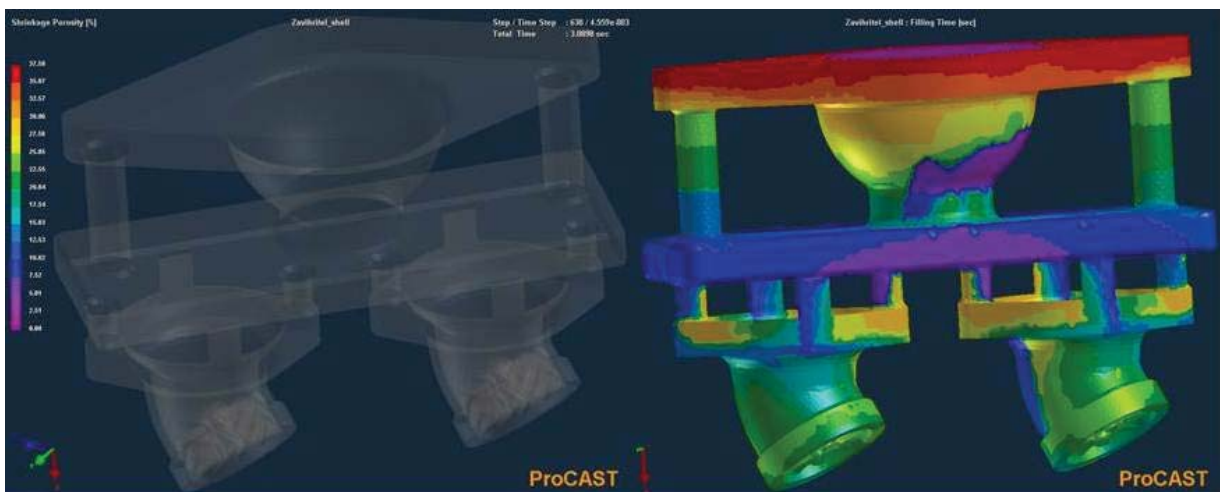


Рис. 7. Визуализация и анализ полученных результатов (слева – отсутствие усадочной пористости, справа – время заливки)

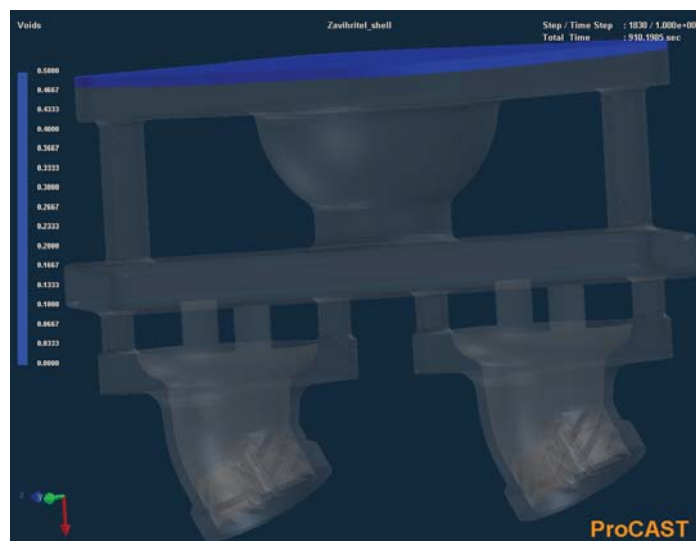


Рис. 8. Визуализация и анализ полученных результатов

Полученные расчёты показывают:

- при заливке выходит 100-процентная проливаемость детали;
- при данной заливке усадки и пористости металла не наблюдается;
- данная литниково-питающая система подходит для отливки конкретной модели детали - завихрителя II контура.

Компьютерный анализ литейных процессов на этапе виртуального проектирования технологии литья (до изготовления отливок)

позволил минимизировать возможные расчёты и ошибки, неизбежно возникающие в процессе разработки, снизил финансовые и временные затраты, повысил эффективность, конкурентоспособность, качество и надёжность разрабатываемой детали.

Работа выполнена при финансовой поддержке правительства Российской Федерации на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04. 2010 г.

3D VIRTUAL SIMULATION AND CASTING PROCESS OPTIMIZATION OF PART GTE "SWIRLER OF II DUCT" WITH USING COMPUTER TECHNOLOGIES

© 2012 R. A. Vdovin

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Results of 3d virtual simulation and casting process optimization of part GTE.

Rapid prototyping, technological process, virtual modeling, additive fabrication, master model, computer design.

Информация об авторах

Вдовин Роман Алексеевич, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: vdovin.ssau@gmail.com. Область научных интересов: виртуальное CAD/CAE компьютерное моделирование технологических процессов литья деталей аэрокосмической отрасли.

Vdovin Roman Alekseevich, engineer, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: vdovin.ssau@gmail.com. Area of Research: CAD/CAE computer modeling of process casting in aerospace.

**ФОРМИРОВАНИЕ В КАНАЛАХ БЛОЧНОГО КАТАЛИЗАТОРА
МИКРОВИХРЕВЫХ ПОТОКОВ ГАЗА С ИНТЕНСИВНОЙ ЗАКРУТКОЙ**© 2012 Ю. А. Кныш¹, Ю. И. Цыбизов², Д. Н. Дмитриев¹, А. А. Горшкалёв¹¹Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)²Открытое акционерное общество «КУЗНЕЦОВ», г. Самара

В статье рассмотрены вопросы повышения эффективности работы каталитического нейтрализатора. Спроектирована новая конструкция каталитического блока. Выполнен весь комплекс гидродинамических расчётов микровихревых потоков в каналах катализатора.

ГТД, ГТУ, катализатор, микровихревой поток, каталитическая конверсия метана, компланарно-пересекающиеся каналы, гетерогенное горение, тепло- и массоперенос, закрученный поток.

В последние годы наблюдается рост интереса исследователей к водородосодержащим топливам применительно к силовым установкам на основе газотурбинных двигателей (ГТД) и установок (ГТУ), а также поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [1,2]. В качестве основного источника водорода рассматривается синтез-газ ($\text{CO}+\text{H}_2$), получаемый путём каталитической конверсии метана [3]. Предстоит решить ряд сложных научно-технических проблем: синтезировать новые каталитические материалы, разработать конструкцию высокоэффективного каталитического блока-реактора синтез-газа.

Принято считать, что к настоящему времени в основном решены проблемы выбора активных каталитических композиций [4]. Главными стали вопросы радикального улучшения тепло- и массопереноса, оптимизации процессов гетерогенного горения и минимизации массогабаритных размеров реакторов синтез-газа [4].

Среди новых направлений поиска конструкций каталитического реактора сформировались такие направления, как блочно-сеточные реакторы [3], блоки с послойной навивкой гофрированной металлической фольги [3], микроблоки по типу печатных плат с перекрёстными каналами [4].

В отличие от ДВС, для которых конструкции каталитических нейтрализаторов

достаточно хорошо отработаны, в ГТУ главной проблемой является обеспечение минимальных гидравлических потерь при удовлетворительной эффективности каталитических процессов. Большие расходы рабочего тела (свыше 60...100 кг/с) и соответственно скорости потока (более 30...70 м/с) снижают эффективность известных технических решений по гидравлическим потерям.

Выполненные в СГАУ эксперименты по прямому использованию автомобильных каталитических блоков в условиях, приближенных к параметрам ГТУ, показали 40%-ю эффективность при четырёхкратном превышении допустимых гидравлических потерь. Эксперименты в направлении снижения гидрорпотерь путём увеличения размеров ячейки каталитического блока планируется продолжить. Однако эти опыты имеют скорее научный интерес. Необходим принципиально новый подход к повышению эффективности рабочего процесса в каналах каталитических блоков. В центре газодинамических исследований СГАУ предложен принципиально новый способ организации каталитического окисления в комбинации с горением в газовой фазе. В основу технологии положена известная в теплотехнике схема компланарно-перекрёстных каналов [5] (рис. 1), обеспечивающая высокие показатели по интенсивности теплообмена [6].

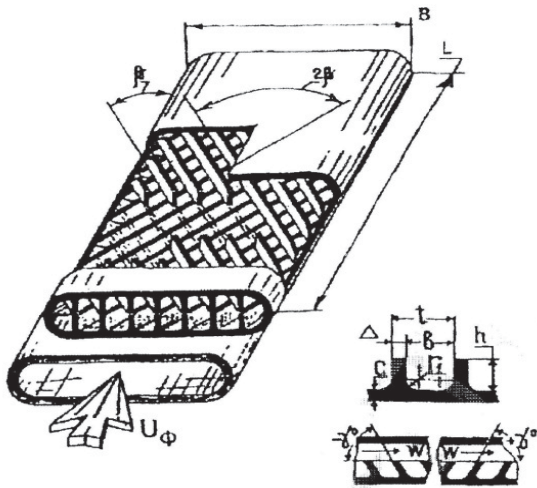


Рис. 1. Схема компланарно-перекрёстных каналов [5]

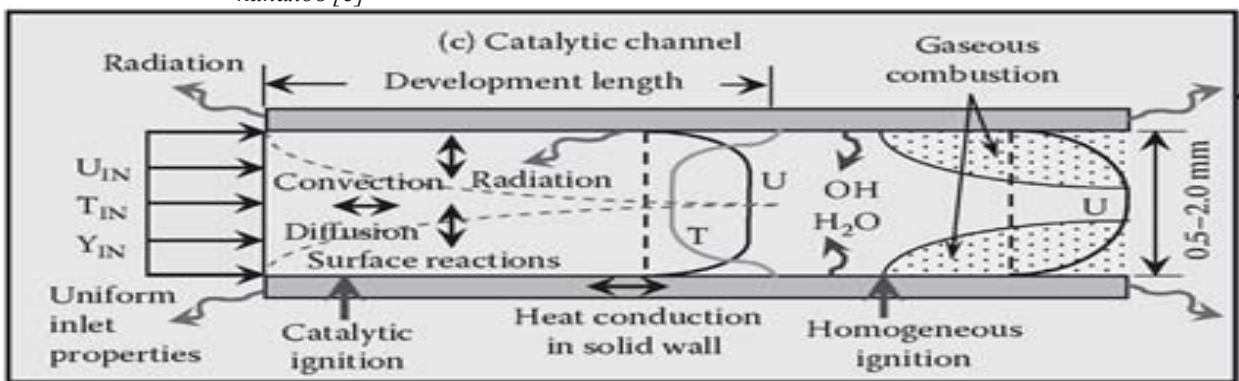


Рис. 2. Схема рабочего процесса в микроканале катализатора [7]

В ходе каталитической конверсии метана нередко образуются твёрдые частицы углерода, которые могут закупорить микроканалы катализатора. Таким образом, в традиционных катализаторах лимитирующим фактором оказывается низкая скорость теплообменных процессов при высокой скорости собственных каталитических гетерогенных реакций, идущих непосредственно на поверхности катализатора.

Предлагается принципиально изменить условия протекания химических реакций в микроканале блочного катализатора. С этой целью поперечные размеры канала увеличиваются в несколько раз: диаметр канала достигает до 5...10 мм. Имеется в виду условный диаметр, так как форма канала имеет прямоугольную, квадратную или иную геометрию.

Каналы указанных размеров позволяют организовать микровихревое течение газа с достаточно высокой степенью закрутки - до 1,0 и более. Увеличение диаметра канала приводит к уменьшению «активной» площа-

ди поверхности катализатора, что снижает его эффективную производительность. Предполагается, что многократное повышение интенсивности теплообмена в канале с микровихревым потоком компенсирует с положительным итогом потери активной площади катализатора. Это было достигнуто с помощью модели с компланарно-перекрёстными каналами. Внешний вид модели катализатора с каналами размером 8 × 8 мм представлен на фото (рис. 3).

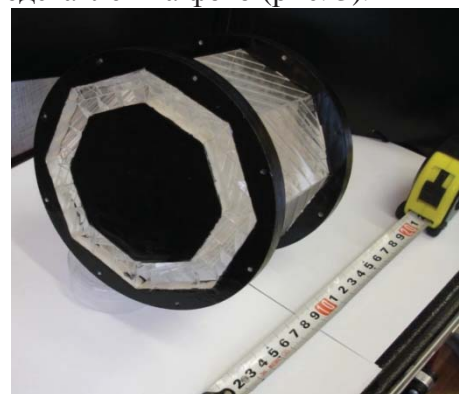


Рис. 3. Фотография модели каталитического блока

Для проведения численных расчётов построена трёхмерная модель каталитического блока (рис. 4). Построение производилось с помощью CAD-системы программного пакета *Unigraphics NX*.

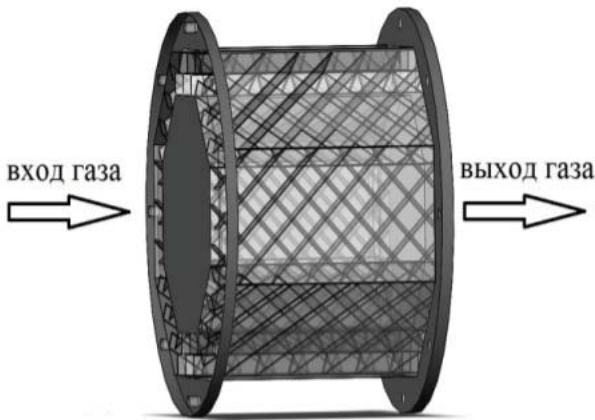


Рис. 4. Трёхмерная модель каталитического блока

На первом этапе в целях уменьшения объёма вычислений была выбрана плоская модель компланарно-пересекающихся каналов. Она позволяла оценить степень закрутки взаимно пересекающихся потоков при их взаимодействии. Предполагалось, что при увеличении количества актов взаимодействия степень закрутки потоков будет возрастать.

Плоская модель катализатора представляла собой 17 взаимно пересекающихся каналов, находящихся под углом взаимодействия потоков 90 градусов.

Сеточная модель была построена в сеткогенераторе ANSYS Gambit. Модель состоит из 3,7 млн. элементов в виде тетраэдров (рис. 5).

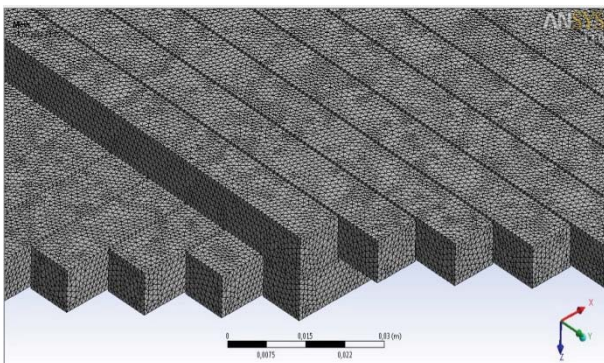
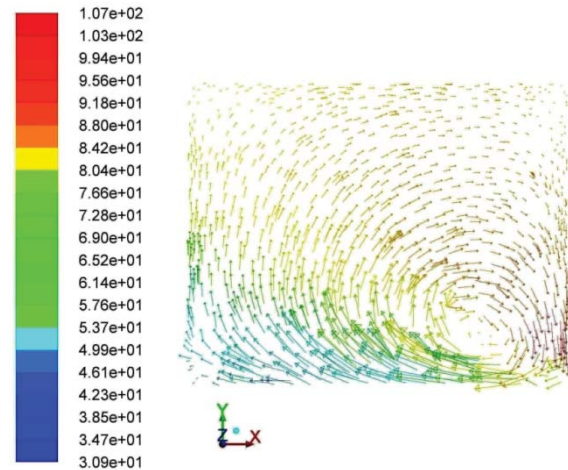


Рис. 5. Конечно-элементная сетка расчётной модели

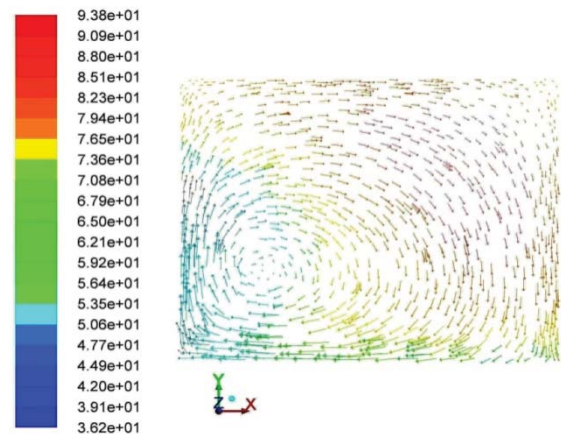
Вычисления проводились в программном комплексе ANSYS Fluent. В качестве граничных условий были заданы давления

101832 Па на входе и 101325 Па – на выходе.

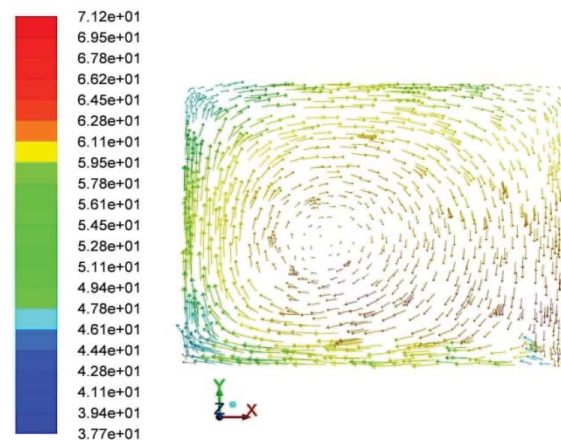
В результате расчёта были получены векторы распределения скорости в поперечном сечении канала после каждого взаимодействия (рис. 6). Сечения ориентированы по нормали к боковым стенкам канала.



а



б



в

Рис. 6. Расчёт распределения векторного поля скорости по сечениям канала: а – после пересечения с одним каналом; б - после пересечения с тремя каналами; в - после пересечения с одиннадцатью каналами

Анализ динамики формирования вихревых жгутов из первоначально прямоструйных потоков при их турбулентном взаимодействии показал, что при достаточно большом числе взаимных пересечений степень закрутки в каждом из двух потоков может быть достаточно высокой. Уже при первых актах взаимодействия появляются первые признаки образования вихря (рис. 6,а). Далее интенсивность взаимодействия потоков возрастает и уже к 9-му, 10-му взаимному пересечению потоки приобретают форму вихревых жгутов. Уровень закрутки, определяемый в данной работе – отношение тангенциальной составляющей скорости к осевой – нарастает пропорционально числу взаимных пересечений. Необходимое число пересечений и соответственно необходимый уровень закрутки будут зависеть от задач, решаемых с помощью конкретного катализатора. Имеется ввиду, что для высокой эффективности горения требуется более высокий уровень закрутки, а для уменьшения гидравлических потерь желательнее иметь минимальную степень закрутки.

Например, для высокоэффективного катализатора – дожигателя оксида углерода (СО) в отработавших газах ГТУ потребуются уровень закрутки (около 0,5-0,6), выбираемый из условия достаточно умеренного повышения гидравлических потерь.

Закрученный поток, как известно, генерирует образование массовых сил в газовом потоке, которые связаны с возникновением центробежных ускорений (рис. 7).



Рис. 7. Зависимость центробежного ускорения потока от количества пересечений каналов

Для выбранного масштаба каталитического блока с каналами 8×8 мм уровень цен-

тробежных ускорений достигает 1500...5000 g, где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение земного тяготения. Предварительные испытания на экспериментальных макетах показали, что при скоростях потока 20 м/с и ускорении 3000 g огневой шнур пламени локализуется в центре канала.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010 г.

Библиографический список

1. Арутюнов, В.С. Окислительная конверсия метана [Текст] / В.С. Арутюнов, О.В. Крылов // Успехи химии. - 2005. - №74(12).
2. Применение синтез-газа в качестве добавки к основному топливу в транспортных средствах: состояние и перспективы [Текст] / В.А. Кириллов, Н.А. Кузин, В.В. Киреев [и др.] // Теоретические основы химической технологии. – 2011.- Т.45. - №2. -С. 139-154.
3. Шаравин, Э.А. Генератор синтез-газа для двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Э.А. Шаравин, Е.Ю. Аристова // Альтернативная энергетика и экология. – 2010. -№8 (88). –С.30-38.
4. Макашкин, Л.Л. Микроканальные каталитические системы для водородной энергетики [Текст] / Л.Л. Макашкин, В.Н. Пармон // Российский химический журнал. – 2006. – т.1, - №6. –С. 19-25.
5. Бильмаер, В.В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в компланарных каналах рекуперативных теплообменных аппаратов жилищно-коммунального хозяйства и бытовой техники [Текст] / В.В. Бильмаер // автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы». – М.: – 2005. – 100 с.
6. Нагога, Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин [Текст] / Г.П. Нагога. – М.: Моск. авиац. ин-т, 1996.-100с.
7. Liewen, T.C. Catalytic combustion of syngas [Text] / T.C. Liewen, R. Yetter, V. Yang // Synthesis gas combustion fundamentals and applications. – 2009. – P. 223-260.

FORMATION IN THE CHANNELS OF THE BLOCK CATALYST THE MICRO VORTEX GAS FLOWS WITH INTENSE TWIST

© 2012 Y. A. Knysh¹, Y. I. Zibizov², D. N. Dmitriev¹, A. A. Gorshkalev¹

¹Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

²JNC "KUZNETCOV"

In this paper considers issues of improving the efficiency of the catalytic converter. Designed a new design of the catalytic unit. Completed the full range of hydrodynamic calculations of micro eddy currents in the channels of the catalyst.

GTE, GTP, catalyst, micro vortex flow, catalytic conversion of methane, coplanar-overlapping channels, heterogeneous combustion, heat and mass transfer, twisted flow.

Информация об авторах

Кныш Юрий Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: Knysh194@mail.ru. Область научных интересов: газодинамика и горение в закрученных потоках.

Цыбизов Юрий Ильич, начальник отдела ОКБ, Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара. Область научных интересов: рабочий процесс в камерах сгорания ГТД.

Дмитриев Дмитрий Николаевич, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ddn-rover@mail.ru. Область научных интересов: экспериментальное исследование процессов горения в камерах сгорания ГТД.

Горшкалёв Алексей Александрович, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: AGorsh@bk.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Knysh Yuri Alekseevich, Doctor of Technical Science, professor of the theory of aircraft engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: Knysh194@mail.ru Area of research: Gas dynamics and combustor in swirled flow.

Zibizov Yuriy Ilyich, Head of development department of JNC "KUZNETCOV". Area of research: processes in combustion chambers of Gas turbine Engine.

Dmitriev Dmitriy Nikolaevich, Engineer, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area of research: experimental research of aerodynamic processes in combustion chambers of gas turbine engine.

Gorshkalev Alexey Aleksandrovich, engineer, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: AGorsh@bk.ru. Area of research: work processes of heat engines.

УДК 621.43+004.9

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ CAE/CAD-СИСТЕМ В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЁТА РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

© 2012 В. В. Бирюк, Д. А. Угланов, С. С. Каюков, А. А. Горшкалёв,
А. А. Вакарчук, А. М. Бурданов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В качестве прототипа использован двигатель Mitsubishi 4G63. Представлены расчёты тепловых процессов, протекающих в нём. По размерам прототипа создана 3D-модель двигателя в программном комплексе SolidWorks. Предлагаемая методика позволяет экспортировать данные в программы: ADAMS - для кинематических и динамических расчётов, ANSYS - для прочностного расчёта, ANSYS Fluent - для газодинамических расчётов, а также спроектировать систему охлаждения двигателя.

Проектирование ДВС, CAE/CAD - системы, конечно-элементная сетка, граничные условия, тепловой расчёт, газодинамический расчёт.

В настоящее время современные условия проектирования двигателей внутреннего сгорания требуют минимальных расходов времени и материальных средств, вследствие чего для расчёта и конструирования двигателей внутреннего сгорания необходимо использовать современные компьютерные технологии, которые позволяют обеспечить моделирование процессов, протекающих в цилиндре ДВС.

Предлагаемая технология проектирования ДВС производится в несколько этапов. Вначале создаётся 3D - модель проектируемого двигателя. Для этого выполняется построение деталей кривошипно-шатунного, газораспределительного механизмов и основных корпусных деталей двигателя. Затем производится их сборка и проверка работоспособности в едином комплексе. Продольный и поперечный разрезы сборки двигателя представлены на рис. 1.

Производятся кинематический и динамический расчёты созданной модели двигателя, представленной на рис. 2, с учётом действия всех сил.

Для кинематического и динамического расчётов обычно используется трёхмерная модель двигателя с заданными массо-габаритными характеристиками. Результатами данного процесса являются графики зависимостей перемещения, скорости и ускорения поршня от угла поворота коленчатого вала, после чего находятся силы давления газов,

силы инерции, суммарные силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме (рис. 3). Дополнительно оцениваются силы, действующие на шатунные и коренные шейки коленчатого вала.

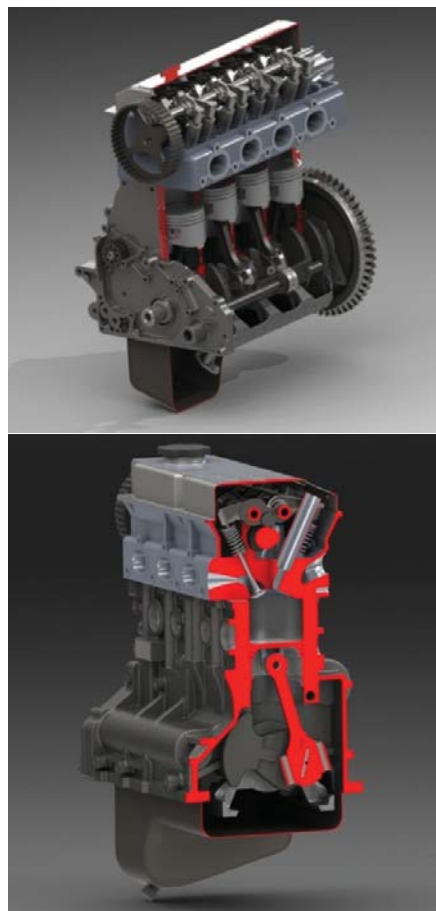


Рис. 1. Продольный и поперечный разрезы двигателя

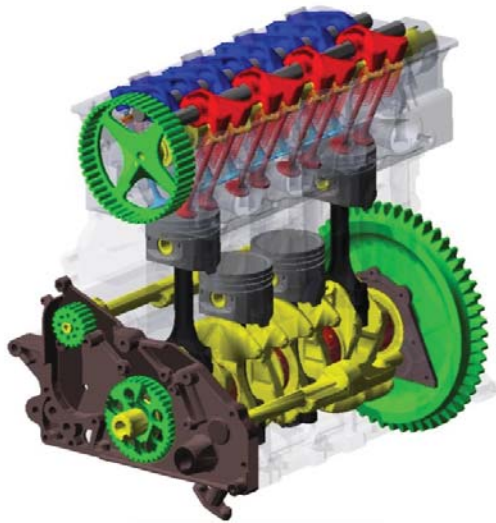


Рис. 2. Модель двигателя для кинематического и динамического расчётов

В газораспределительном механизме (ГРМ) определяются сила действия кулачка на впускное коромысло и суммарный крутящий момент, возникающий на распределительном валу. Определяется влияние опор двигателя на характер кривых реальной модели.

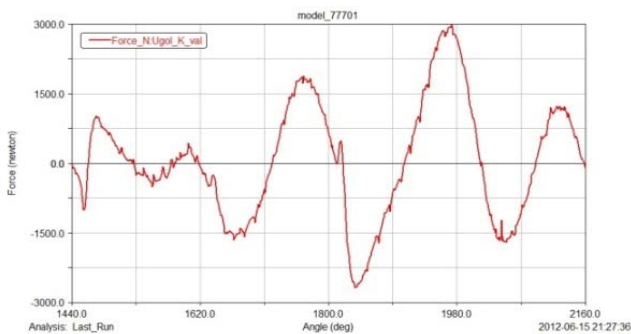


Рис. 3. График нормальной силы N

Расчёт на прочность производится на моделях цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Теплонапряжённые детали двигателя имеют, как правило, сложную геометрическую форму, а их отдельные элементы находятся в тепловом, силовом и кинематическом взаимодействии. При проектировании, расчёте и доводке двигателя необходим полный и точный учёт всех величин, определяющих надёжность и ресурс. Результаты прочностного расчёта представлены на рис. 4.

На следующем этапе проектирования ДВС выполняется расчёт тепловых и газодинамических процессов в камере сгорания проектируемого двигателя. Для моделирова-

ния рабочих процессов была построена трёхмерная модель камеры сгорания проектируемого двигателя с впускным и выпускным каналами.

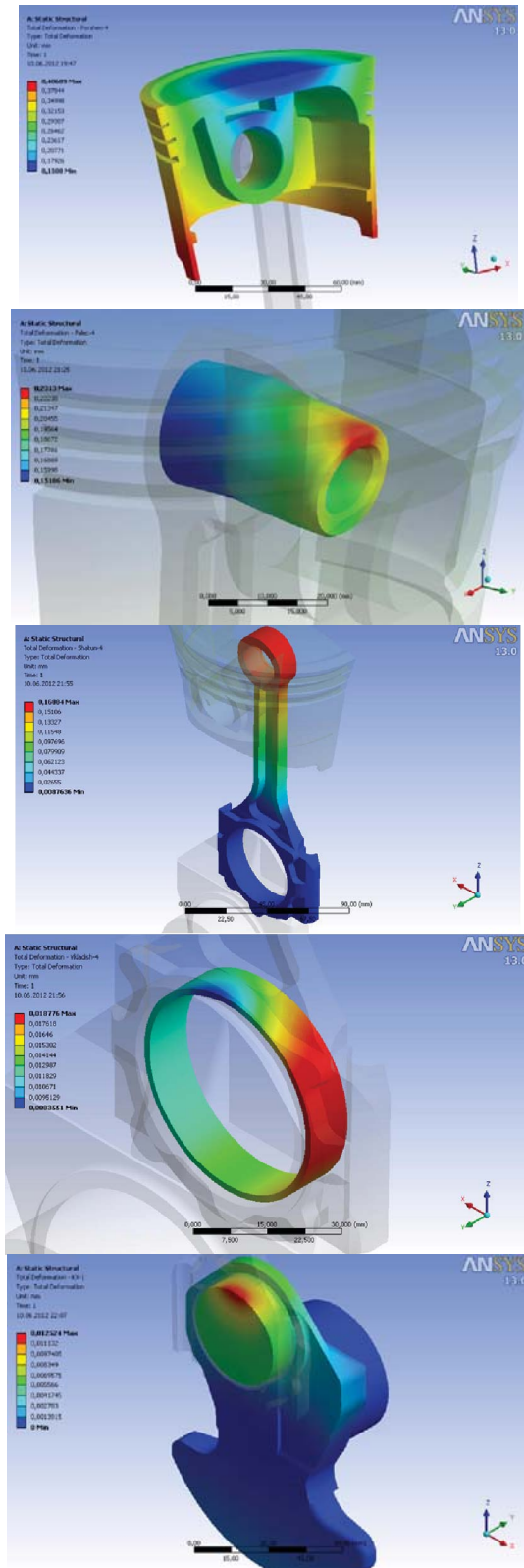


Рис. 4. Деформации поршня, поршневого пальца, шатуна, вкладыша и коленчатого вала

Модель была разбита на 16 отдельных объёмов - объём впускных каналов, выпускных, объём камеры сгорания, надпоршневой объём и по три объёма для каждого клапана, которые были дополнительно рассечены пополам для наложения конечно-элементной сетки. В цилиндрических и кольцевых объёмах вокруг клапана была наложена гексаэдральная конечно-элементная сетка; в объёме камеры сгорания, впускном и выпускном каналах была наложена тетраэдральная сетка. Поверхности, разделяющие объёмы с различной сеткой, заданы проницаемыми. Остальные границы были заданы по умолчанию непроницаемой стенкой. Для настройки решателя была выбрана модель турбулентности $k-\epsilon$ и параметры мультифазной среды. Затем была выбрана настройка движения поршня и движения клапанов. Движение поршня задаётся по создаваемому самой программой закону при задании частоты вращения и хода поршня. Для описания движения клапанов в программу интегрируется текстовый файл, в котором в табличном виде описывается данный процесс.

После построения расчётной модели выполняется моделирование процессов впуска, сжатия, рабочего хода и выпуска. Результатами являются поля образования топливозвоздушной смеси и дальнейшее её смешение во впускном коллекторе и цилиндре двигателя (рис. 5), поля распределений давления, поля векторов скоростей, поля турбулентности потока в цилиндре при различных положениях коленчатого вала. Проведено сравнение индикаторных диаграмм, полученных в результате расчёта во Fluent, и тепловом расчёте, выполненном на основании известных методик [2], представленное на рис. 6.

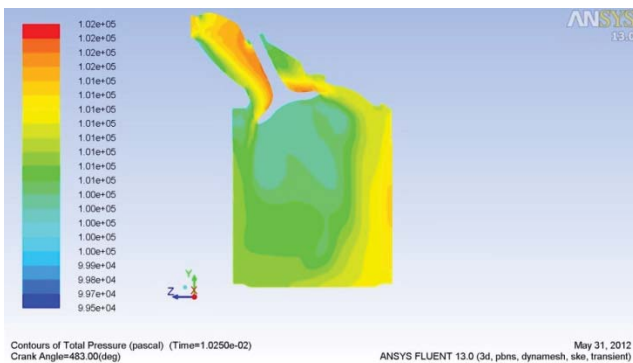


Рис. 5. Распределение давления в цилиндре двигателя

С учётом полученных распределений давления и температуры по углу поворота коленчатого вала выполняется уточнённый расчёт на прочность основных деталей ЦПГ для определения коэффициента запаса.

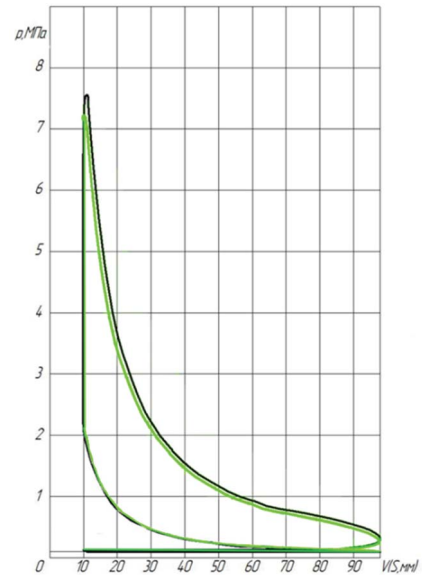


Рис. 6. Сравнение индикаторных диаграмм: — тепловой расчёт; - - - расчёт в ANSYS Fluent

Затем выполняется моделирование тепловых и газодинамических процессов в теплообменнике системы охлаждения двигателя. Моделирование тепловых процессов в радиаторе происходит в два этапа. Вначале моделируется течение охлаждающей жидкости в двухмерной модели радиатора для определения значения его коэффициента теплопередачи, а после проводится расчёт тепловых процессов в трёхмерной модели проектируемого радиатора. Моделирование структуры потока при обоснованном выборе модели турбулентности позволяет с достаточной точностью получить распределение основных теплотехнических характеристик текущей жидкости в трубках радиатора (рис. 7).

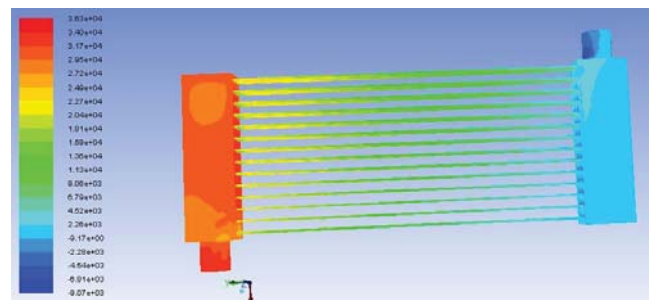


Рис. 7. Поле распределения давления в теплообменнике

Высокая информативность результатов численного моделирования способствует более глубокому анализу процессов, протекающих в двигателе внутреннего сгорания. Следующим этапом исследования является выполнение физических экспериментов в ДВС и сравнение с результатами численного моделирования.

Библиографический список

1. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / А.С. Орлин. – М.: Машиностроение, 1990. – 253 с.
2. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А.И. Колчин, В.П. Демидов – М.: Высш. школа, 2008. - 496 с.
3. Батурин, О.В. Расчёт течений жидкостей и газов с помощью универсального программного комплекса [Текст] Ч. 2. Построение расчетных моделей в препроцессоре

Gambit / О.В. Батурин, И.И. Морозов, В.Н. Матвеев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 125с.

4. Батурин, О.В. Расчёт течений жидкостей и газов с помощью универсального программного комплекса [Текст] Ч. 3. Работа в программе Fluent / О.В. Батурин, И.И. Морозов, В.Н. Матвеев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 115с.

5. Расчёт тепловых процессов в камере сгорания ДВС с помощью программы «Fluent» [Текст] / В.В. Бирюк, А.А. Горшкалёв, М.Ю. Орлов [и др.] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 71с.

6. Моделирование тепловых и газодинамических процессов в системе охлаждения ДВС с помощью программы Fluent [Текст] / В.В. Бирюк, И.В. Коломин, А.В. Кривцов [и др.] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 92с.

MAIN RESULTS OF USE CAE/CAD-SYSTEMS IN THE PROCESS OF DESIGN AND CALCULATION OF THE WORKING PROCESSES IN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

© 2012 V. V. Biryuk, D. A. Uglanov, S. S. Kayukov, A. A. Gorshkalev, A. A. Vakarchuk, A. M. Burdanov

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

In given work ICE on the basis of the engine of Mitsubishi 4G63. Thermal calculation of the processes proceeding in given power installation is carried out. On real details it was created 3D prototype model in program complexes SolidWorks. The given technique allows to execute designing of pressurization and system of cooling of the engine. On each of points the technique of performance of calculations that allows to project any ICE has been made.

ICE designing, CAD/CAE systems, finite element mesh, finite-element mesh, boundary conditions, thermal calculation design, gas-dynamic calculation.

Информация об авторах

Бирюк Владимир Васильевич, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: теплообмен в закрученных потоках жидкости и газа, энергоресурсосбережение.

Угланов Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: тепломассообмен в закрученных потоках жидкости и газа, энергоресурсосбережение.

Каюков Сергей Сергеевич, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: street999@mail.ru. Область научных интересов: моделирование процессов тепловых машин.

Горшкалёв Алексей Александрович, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: AGorsh@bk.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Вакарчук Александр Артемович, студент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: street999@mail.ru. Область научных интересов: моделирование процессов тепловых машин.

Бурданов Алексей Михайлович, студент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: street999@mail.ru. Область научных интересов: моделирование процессов тепловых машин.

Biryuk Vladimir Vasilevich, Doctor of Technical Sciences, professor, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: piston engines.

Uglanov Dmitriy Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate professor, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: piston engines.

Kayukov Sergey Sergeevich, engineer, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: street999@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines.

Gorshkalev Alexey Aleksandrovich, engineer, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: AGorsh@bk.ru. Area of research: work processes of heat engines.

Vakarchuk Aleksandr Aleksandrovich, student, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: street999@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines.

Burdanov Alexey Mikhaylovich, student, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: street999@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines.

УДК 658.5.012.1
ББК 65.9

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В РАМКАХ КОНЦЕПЦИИ «БЕРЕЖЛИВОГО ПРОИЗВОДСТВА»

© 2012 В. В. Кокарева, В. Г. Смелов, И. Л. Шитарев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье рассматривается возможность применения имитационного моделирования на современных предприятиях, в частности на машиностроительных комплексах. Предлагаемая концепция моделирования – отображение в виде цифровых моделей самих изделий и всех средств производства, производственных и логистических процессов.

Моделирование, «бережливое производство», цифровое производство, производственные процессы, оптимизация.

В основе «Бережливого производства» лежит понятие “Кайдзен”, что в переводе с японского означает непрерывное совершенствование, осуществление постоянных улучшений, перемены к лучшему. В «Бережливом производстве» особое значение имеет информационное обеспечение, которое принимает характер универсального средства, поддерживающего непрерывность потоков создания ценности и их эффективность. При построении производственной системы, основанной на данных принципах, обязательно наличие чёткого управленческого учёта, обеспечивающего пользователей информацией, которая всегда достоверна, своевременна и объективна. Большинство подходов «Бережливого производства» предполагает изменение бизнес-процессов, для чего во многих случаях могут потребоваться технические средства, без которых реализация таких бизнес-процессов не представляется возможной. Применение техники имитационного моделирования расширяет возможности традиционных CASE-средств и языков

организационного моделирования и обеспечивает: визуализацию бизнес-процессов, возможность проводить анализ «узких» мест в динамике, возможность сбора и анализа количественных (временных и стоимостных) показателей эффективности бизнес-процессов, проведение ABC-анализа с привязкой к процессам в реальном времени, выполнение реинжиниринга, сравнение по количественным показателям вариантов «как есть» и «как должно быть» (с применением статистических тестов), оптимизацию бизнес-процессов с применением развитых генетических алгоритмов.

При формировании как стратегических, так и многих тактических решений руководитель вынужден учитывать многочисленные, нередко взаимно противоречивые соображения и опираться на сложные критерии эффективности путей достижения конечных целей. Быстро принимать решения помогают различные методы моделирования.

Методы моделирования в производстве представлены в табл. 1.

Таблица 1. Методы моделирования

Методы моделирования	Описание	Область применения	Достоинства метода	Недостатки метода
1	2	3	4	5
Математический	Составляется математический «эквивалент» процесса или объекта, отражающий его основные свойства	Любые процессы, поддающиеся математическому описанию	Широкая область применения	Зачастую достаточно сложно построить модель, адекватно учитывающую все факторы

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5
Статистический	Модель основывается на выявленных статистических закономерностях	Процессы, по которым можно собрать массив статистических данных	При наличии качественных данных метод точен и, при использовании специализированного ПО, прост в применении	Большие требования к статистическим данным
Экономико-математический	Раздел включает в себя методы для решения экономических задач	Экономические процессы	Метод способен моделировать экономические процессы	-
Имитационный	Изучаемая система заменяется моделью, с достаточной точностью описывающей реальную систему, с ней проводятся эксперименты с целью получения информации	Метод используется, когда дорого или невозможно использовать реальную модель и/или аналитическую модель	Создается максимально приближенная к реальности модель, можно управлять временем системы и другими её характеристиками	Сложность описания всех условий и требования вычислительной мощности
Физический	Экспериментальное моделированное, основанное на физическом подобии уменьшенной в размерах модели	Применяется при невозможности применения аналитического метода или воспроизведения в реальном размере	Область применения, недоступная другим методам	Метод может дать надёжные результаты лишь при соблюдении физического подобия модели
Натурный	Моделью является материально или мысленно представляемый объект, в достаточной степени повторяющий свойства, существенные для моделирования	Применяется для проведения ряда тестов над моделью. Примеры - различные этапы прототипирования на производстве	Возможность протестировать объект моделирования в реальных условиях	Затраты на создание модели могут быть высокими

К имитационному моделированию прибегают:

- когда дорого или невозможно экспериментировать на реальном объекте;
- невозможно построить аналитическую модель: в системе есть время, причинные связи, последствие, нелинейности, стохастические (случайные) переменные;
- необходимо симитировать поведение системы во времени.

Концептуальные основы моделирования производственных систем показаны на рис. 1.



Рис. 1. Концептуальные основы моделирования производственных систем

Основная цель «Бережливого производства» заключается в сокращении всех видов непроизводительных затрат. Эти же цели преследует и технология цифрового производства.

Предлагаемая концепция моделирования – это отображение в виде цифровых моделей не только самих изделий (например, в виде двумерных или трёхмерных САД-чертежей), но и всех средств производства, а также производственных и логистических процессов. Например, моделирование производственной структуры предприятия можно осуществить с помощью таких моделей: объекты, предназначенные для обработки подвижных объектов, подвижные объекты, объекты для информационного обеспечения модели (переменные, таблицы, генераторы событий, интерфейсы обмена данными, методы для обработки событий), объекты для представления данных (графики, диаграммы). При этом все объекты обладают набором параметров (например, время операции) и поведением, подвижные объекты перемещаются по созданной структуре, генерируя события в моменты времени, определяемые параметрами объектов.

Для оценки работы системы могут использоваться аналитические инструменты: анализатор узких мест, диаграмма Ганта, диаграмма Сэнки. Возможности виртуального моделирования производственных процессов показаны на рис. 2. Кроме того, возникает необходимость создания среды реалистичного трёхмерного моделирования технологических процессов для оптимизации времён циклов и последовательности выполнения операций. Среда обеспечивает моделирование процессов сборки, сварки, ручных операций, которые могут включать кинематические приспособления, инструмент и манипуляторы. Эти и другие процессы могут симулироваться в единой среде, что позволяет создавать цифровые макеты целых производственных зон или ячеек.

Исходные данные для моделирования (геометрия изделия, оснастки, оборудования) обеспечиваются САПР. Для этого имеется возможность импорта данных из основных промышленных САПР, в том числе Catia, NX, Pro/Engineer, а также трансляции данных из нейтральных форматов, таких как

IGES, DXF, VDAFS, SET, SLT, STEP, JT.

При этом обеспечивается информационная интеграция всех видов деятельности, которые связаны с подготовкой и реализацией процесса производства. Работники, участвующие в этой деятельности, получают возможность наблюдать статические объекты или динамические процессы, как правило, в виде трёхмерных изображений, создаваемых с помощью методов виртуальной реальности.

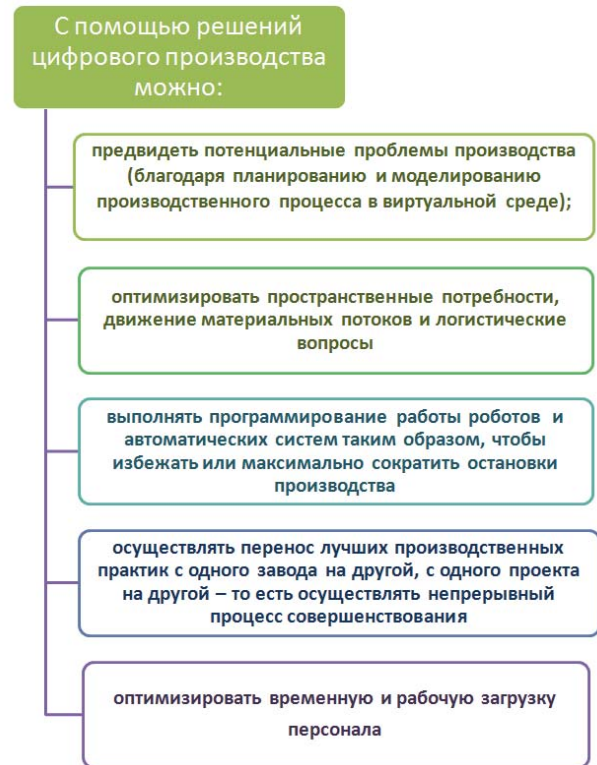


Рис. 2. Возможности виртуального моделирования производственных процессов

В результате на предприятии, внедрившем концепцию e-Manufacturing, можно встретить очень разные виды имитационных моделей, как, например, систем транспортировки грузов по территории предприятия с помощью мобильных средств (погрузчиков, трейлеров); сборочных конвейеров; складских процессов (приём грузов, перемещение грузов в зоны хранения и обратно, отбор, комплектация, упаковка и отправка грузов); внешней логистики предприятия (цепи поставок).

Сутью моделируемых процессов в таких моделях является перемещение во времени и в пространстве, как правило, большого количества объектов, образующих в совокупности «потoki».

Результатом производственных процессов является достаточно большое количество различных «продуктов», разбитых на группы или же получаемых в непрерывном потоковом режиме.

Цель моделирования производственных процессов, как правило, состоит в получении устойчивой схемы, поскольку последовательность выпускаемой продукции повторяется. Важной процедурной концепцией анализа эффективности является определение периода неустойчивой работы и устранение дефектов.

Суть концепции описывается формулой «Simulation + Virtual Reality». С точки зрения производства при внедрении e-Manufacturing должна обеспечиваться интеграция процессов управления потоками данных между системами CAD, CAE и PDM.

Ключевой составляющей концепции цифрового производства является использование определённого программного обеспе-

чения, позволяющего технологам осуществлять свою деятельность более эффективно.

Было рассмотрено применение моделирования на отдельных участках предприятия с помощью системы DELMIA (рис. 3). Как и другие продукты компании Dassault Systèmes, она основывается на PPR-модели данных об изделии (продукт, процесс, ресурс). Эта модель объединяет в себе собственно 3D-модель изделия, процессы и требуемые ресурсы, что позволяет обеспечить обмен информацией между всеми модулями системы, в том числе и внешними. Работа с моделями CATIA и обращение к базам SMARTTEAM не требует дополнительных средств и происходит в рамках концепции PPR Hub. Для взаимодействия с другими системами поставляется набор конвертеров, позволяющих транслировать модели в формат, доступный для DELMIA.

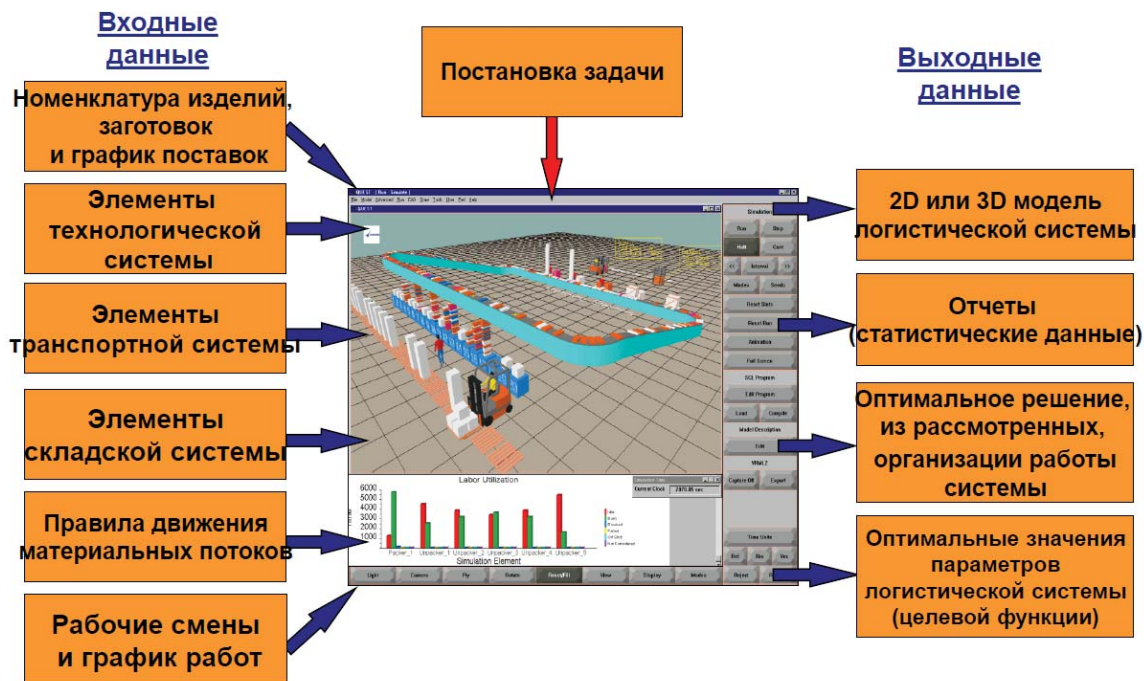


Рис. 3. Имитационное моделирование с помощью DELMIA

Программный комплекс DELMIA решает следующие основные задачи:

- планирование производственных процессов;
- планирование производственных помещений;
- анализ эргономичности производственных процессов;

- оптимизация производственных процессов;

- контроль качества, нормирование;
- моделирование работы конвейеров;
- моделирование работы промышленных роботов и роботизированных ячеек;
- моделирование и верификация технологических процессов сборки.

Было рассмотрено моделирование производственного процесса на участке с современным оборудованием в Plant Simulation, а именно, изготовление деталей на обрабатывающем центре MIKRON UCP 800 Duro (2 станка на участке). Tecnomatix Plant Simulation – инструмент дискретного имитационного моделирования, который позволяет создавать цифровые модели логических систем (например, производства) для определения характеристик системы и оптимизации её производительности. Созданные цифровые модели позволяют проводить эксперименты и прорабатывать сценарии «что если» без вмешательства в работу существующих производственных систем или (при использовании в процессе планирования) задолго до внедрения реальных систем. Обширный набор аналитических инструментов (анализ узких мест, статистические данные и графики) помогает оценить различные сценарии производства. Полученная в результате этого информация необходима для быстрого принятия верных решений на ранних стадиях планирования производства.

Известна номенклатура по данному оборудованию, годовая программа выпуска и время обработки деталей. Зная годовую программу выпуска каждой детали, время на обработку, вспомогательное и подготовительно-заключительное время, определяется фонд времени обработки годовой производственной программы.

При симуляции объекты материального потока имеют определённый статус, который отображается над элементами точками. Базовый функционал программы не позволяет в полной мере реализовать моделирование производственного процесса. Для гибкого моделирования (передачи деталей партиями, настройку оборудования между партиями, а также передачу деталей на термообработку) можно использовать дополнительные функции программы – объектно-ориентированное программирование – Method.

Получили, что выпуск годовой производственной программы всех наименований

деталей закончится к 22.07. Но если учитывать время, необходимое на ремонт оборудования (за год они составляют 18%, берём 10% на полгода), то выпуск годовой производственной программы деталей с учётом ремонта оборудования закончится к 10.09.

Можно сделать вывод о том, что оборудование будет простаивать. Необходимо разработать меры, предотвращающие простои станков. На данный момент оборудование работает в три смены. Поэтому с целью предотвращения простоев возможен запуск в две рабочие смены. При запуске программы в две рабочие смены окончание работ приходится на 14.01.13. Также можно загрузить станки, увеличив годовую программу выпуска деталей, если в этом есть необходимость. Возможен выпуск другой номенклатуры деталей. Трудности с переналадкой оборудования помогут устранить методы «Бережливого производства».

Внедрение «Бережливого производства» решает задачи повышения гибкости производственной системы и объединения сфер производства и НИОКР и создаёт организационные условия для развития инновационного потенциала предприятия. Реализация принципов «бережливости» предъявляет ряд дополнительных требований к организации наукоёмкого производства: соблюдение оптимальных пропорций в использовании факторов производства, логистических и маркетинговых взаимосвязей; всеобщее обслуживание оборудования (Total Productive Maintenance – TPM); обеспечение быстрых переналадок (Single Minute Exchange of Dies – SMED); формирование эффективной системы коммуникаций на основе использования информационных и компьютерных технологий.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010 г.

SIMULATION OF MANUFACTURING PROCESSES WITHIN THE CONCEPT OF «LEAN PRODUCTION»

© 2012 V. V. Kokareva, V. G. Smelov, I. L. Shitarev

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

In this article we propose to use virtual model of manufacturing to reduce all production expenses by using the digital models both the products and all means of production, manufacturing and logistics processes. It allows the production manager to access information about the product and planning production with optimization of all the resources and the processes, integrating data with suppliers at the earliest stage of design.

Simulation, "lean production", production processes, virtual model of manufacturing, optimization.

Информация об авторах

Смелов Виталий Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla_smelov@mail.ru. Область научных интересов: использование CAD/CAM/CAPP систем при подготовке специалистов.

Кокарева Виктория Валерьевна, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: victoriakokareva@gmail.com. Область научных интересов: организация инновационного машиностроительного производства.

Шитарев Игорь Леонидович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla@ssau.ru. Область научных интересов: технологии инновационного машиностроительного производства.

Smelov Vitaly Gennadyevich, Candidate of Technical Sciences, associate professor of production engines department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: pdla_smelov@mail.ru. Area of research: the using of CAD / CAM / CAPP systems for training engineers.

Kokareva Victoria Valerievna, Graduate, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: victoriakokareva@gmail.com. Area of research: the business of innovation and engineering production.

Shitarev Igor Leonidovich, doctor of technical sciences, professor, Head of production engines department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: pdla@ssau.ru. Area of research: the innovation and engineering production.

УДК 004.9
ББК 74.58

О СТРУКТУРНОМ И ОБЪЕКТНОМ ПОДХОДАХ К СОВРЕМЕННОЙ ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ ДЛЯ АЭРОКОСМИЧЕСКОЙ ОТРАСЛИ

© 2012 Н. В. Безменова, М. Е. Проданов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Излагаются требования к современной подготовке специалистов для аэрокосмической отрасли, приводится описание опыта такой подготовки на факультете двигателей летательных аппаратов СГАУ. Показана роль и сущность используемой системной методологии, сравниваются достоинства и недостатки структурного и объектного подходов к реализации этой методологии в учебном процессе. Делается вывод о перспективности использования объектно-ориентированного подхода.

Подготовка специалистов, единый методологический подход, системное моделирование, структурный подход, объектный подход, полное электронное описание изделия, новые учебные дисциплины, единое информационное пространство данных об изделии, «виртуальные» объекты.

Основные требования к современной подготовке специалистов для аэрокосмической отрасли связаны с необходимостью обеспечения конкурентоспособности продукции, создаваемой ими на мировом рынке, за счёт реализации таких ключевых факторов, как инновационный характер продукции, высокая скорость её вывода на рынок, высокое качество этой продукции, соответствующее мировым стандартам, и более низкая, чем у конкурентов, цена.

Реализация перечисленных весьма сложных требований наталкивается, к тому же, на противоречие между объёмом знаний для освоения в вузе (непрерывно растущим) и ограниченным ресурсом времени обучения (имеющим тенденцию к сокращению).

В учебном процессе это приводит к необходимости применения единого методологического подхода в подготовке специалистов инженерно-технического, экологического и экономико-управленческого направлений в соответствии с концепцией жизненного цикла (ЖЦ) продукции. Научной основой такого подхода являются системный анализ и теория систем, обеспечивающие моделирование на теоретико-множественной основе сложных объектов произвольной природы: технических, экологических, экономико-управленческих [1, 2]. Полученные модели в дальнейшем представляются в информационной форме. При этом процесс системного моделирования представляет собой совокупность следующих взаимосвязан-

ных этапов – анализ, проектирование и программирование.

В настоящее время сформировались два подхода к системному моделированию: *структурный* (ему соответствует структурный анализ, структурное проектирование и структурное программирование) и *объектный* (ему соответствует объектный анализ, объектное проектирование и объектное программирование).

На начальном этапе освоения системных технологий в учебном процессе на факультете двигателей летательного аппаратов (ДЛА) СГАУ (1987 ... 2007г.) использовался структурный подход по причине его относительной простоты и методологической проработанности. Применительно к техническим объектам в рамках структурного подхода форма изделия (на инженерном языке называемая конструкцией) моделируется в виде иерархической структуры (на языке теории множеств в виде графа, называемого деревом). Самый верхний уровень иерархической структуры соответствует изделию в целом (сборке), а самый нижний уровень – элементам, не имеющим структуры, т.е. деталям. Промежуточные уровни иерархии описания конструкции изделия соответствуют агрегатам, узлам и подсистемам.

В информационной форме полученная иерархическая структура может быть представлена в виде CAD/PDM - модели конструкции изделия, называемой электронным описанием (ЭО). Аналогичным образом в

рамках структурного подхода может быть представлена функциональная модель изделия в виде CAE/PDM- модели (на инженерном языке – ЭО рабочих процессов изделия). Интеграция CAD/PDM-моделей конструкции изделия и CAE/PDM- модели рабочих процессов изделия позволяет получить CAE/CAD/PDM- модель – ЭО продукции, обладающей требуемыми свойствами. Аналогичным образом формируется CAD/CAM/PDM-модель – ЭО технологической подготовки производства, для которой CAE/CAD/PDM-модель – ЭО продукции является исходной, а также MRP/ERP-модель – ЭО промышленного предприятия, для которой исходными являются упомянутые выше ЭО продукции и ЭО технологической подготовки производства. В результате формируется модель, ко-

торая называется полным электронным описанием изделия (ПЭО) или «виртуальным» изделием.

Структура описания изделия (рис. 1) не зависит от подхода к моделированию. Меняются только процедуры обработки информации и организации процессов обучения, т.к. в процессе обучения участвуют сотрудники специализированных кафедр университета, владеющие знаниями и технологиями обучения с точки зрения различных стадий ЖЦ проектирования изделия: рабочих процессов ДЛА (кафедра ТДЛА), процессов конструирования и обеспечения прочности (кафедра КиПДЛА), подготовки производства и производственных процессов (кафедра ПДЛА).

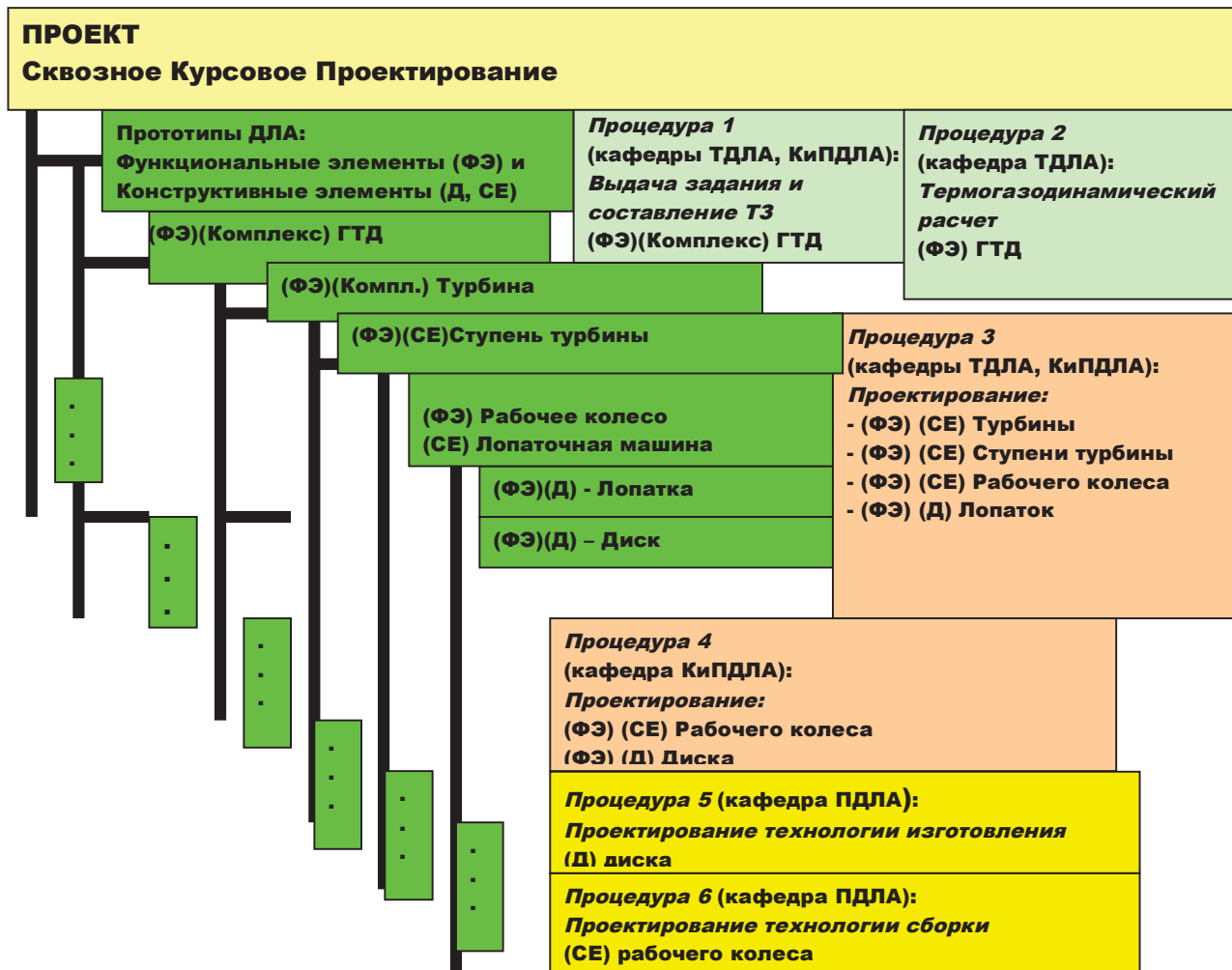


Рис. 1. Иерархическая структура данных об изделии, применяемая при обучении в рамках сквозного курсового проектирования на факультете ДЛА СГАУ

При структурном подходе методики расчёта направлены на учёт физических явлений, происходящих во всём изделии. От-

дельные элементы не рассматриваются как самостоятельные объекты, параметры которых можно доводить независимо от всего

изделия с дальнейшим их согласованием. Поэтому при структурном подходе необходимо каждый раз рассчитывать всё изделие. При объектном подходе появляется возможность независимо от общего описания изделия развивать (совершенствовать) информационные объекты: функциональные (ФЭ) и конструктивные элементы - детали (Д) и сборочные единицы (СЕ).

В результате на факультете ДЛА СГАУ на основе изложенной системной методологии была модернизирована система подготовки инженеров-конструкторов и инженеров-технологов по авиационным и ракетным двигателям, а также введена специализация «Организация производства» и открыта подготовка экономистов-менеджеров по специальности «Экономика и управление на предприятии аэрокосмической отрасли» [3]. Особенностью этой системы подготовки специалистов является единая методологическая база, основанная на CALS/PLM-технологии. В её рамках был разработан и апробирован в

учебном процессе ряд новых дисциплин, таких как «Системный анализ», «Теория сложных технических и экологических систем», «CALS-технологии в управлении предприятием», «CASE - технологии». Решены вопросы, связанные с проведением практических и лабораторных занятий, а также с проведением курсового и дипломного проектирования.

По мере роста сложности решаемых задач выявились ограничения структурного подхода, связанные, главным образом, с интеграцией структурного и функционального описаний. Анализ показал, что наиболее эффективным способом преодоления этих ограничений является объектный подход.

Различные направления подготовки специалистов в процессе обучения связываются в рамках объектной модели современного расширенного предприятия (рис. 2). Здесь, переходя от одной стадии ЖЦ изделия к другой, в рамках ПЭО можно применять все вышеописанные модели ЭО.

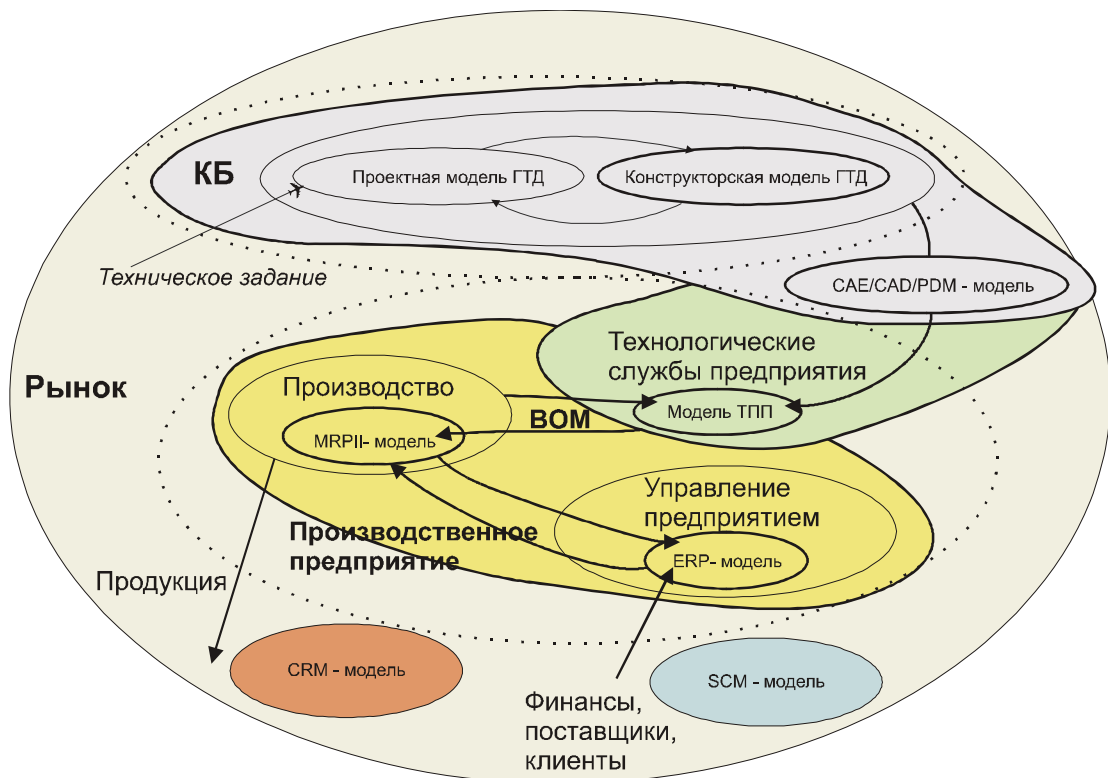


Рис. 2. Объектное представление расширенного предприятия

Объектный подход позволяет «распараллелить» процесс проектирования, что даёт возможность:

- рассматривать изделие в целом и его элементы с различных точек зрения (конструктора, технолога, экономиста, бухгалтера, менеджера коммерческого отдела);

- обмениваться элементами информационного описания изделия, находящимися на различных стадиях (проектирование, подготовка производства, производство или эксплуатация), используя механизм версии;
- решать управленческие задачи, т.е. обеспечивать качественный контроль всех участников процесса.

При этом каждый участник процесса ЖЦ формирует своё информационное про-

странство (ИП) объектов ЭО изделия, согласуя его с другими участниками. ИП различных участников общего процесса создания и совершенствования изделий (конструкторского бюро, производственного предприятия, вуза, школы) могут быть созданы и объединены в единое информационное пространство (ЕИП) данных об изделии только в рамках объектного подхода [4] (рис. 3).

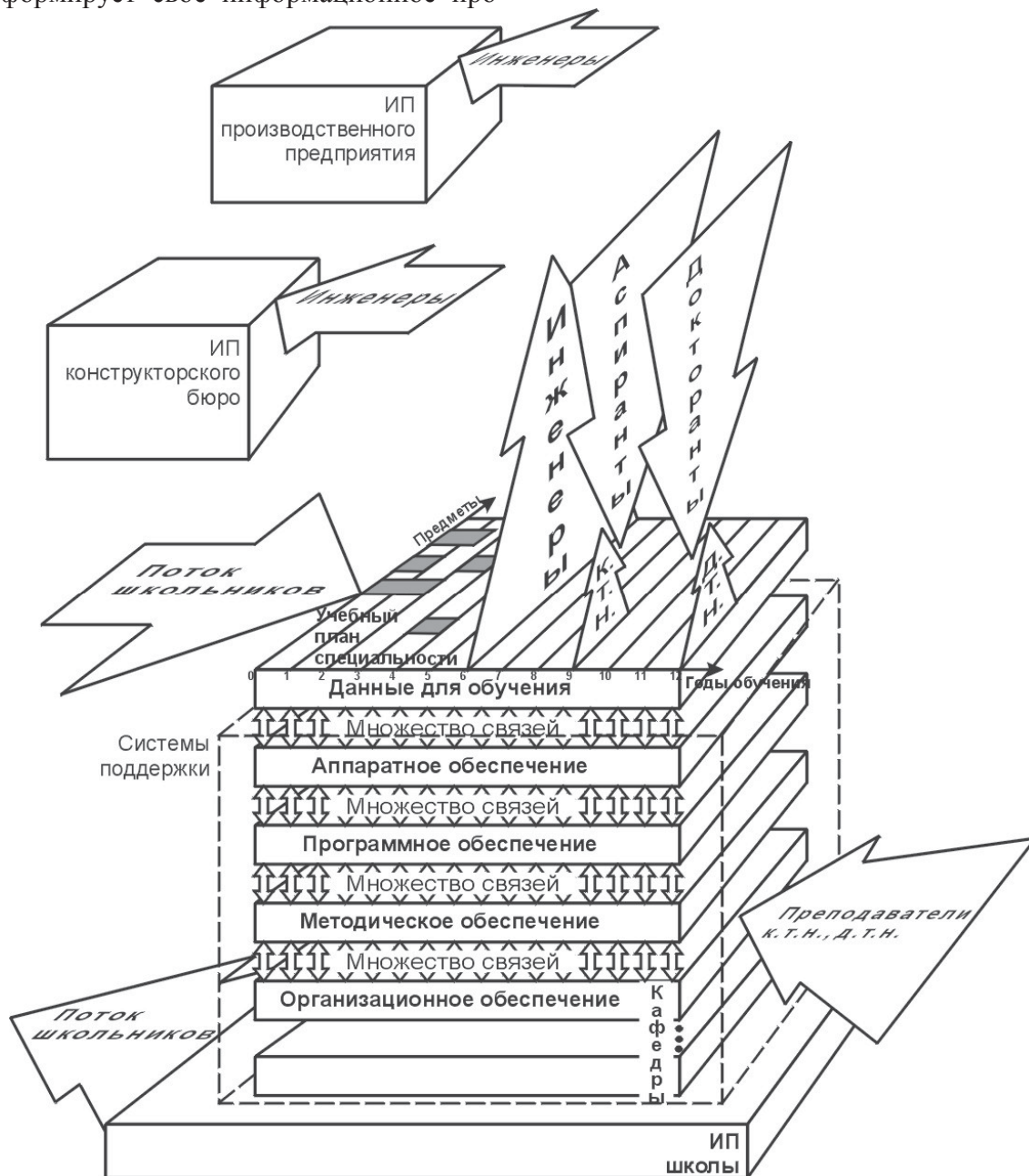


Рис. 3. Объекты ЕИП данных об изделии

В ИП вуза, используя системы поддержки на специализированных кафедрах в соответствии с учебным планом по годам

обучения, формируются знания и умения специалистов. На рис. 3 показаны потоки инженеров, аспирантов и докторантов, обра-

зованные в результате обучения потока школьников-абитуриентов. В дальнейшем большая часть потока специалистов-инженеров направляется на производственные предприятия и конструкторские бюро, а часть их возвращается в вуз в качестве преподавателей и научных работников.

Данные для обучения в ЕИП в первую очередь состоят из данных об изделии, к которым логическими связями привязываются все остальные данные описания ЕИП: данные систем поддержки (аппаратного, программного, методического и организационного обеспечения); данные информационных пространств: конструкторских бюро, производственных предприятий и школ. Каждый из представленных на рис. 3 объектов можно рассматривать и совершенствовать независимо от остальных, но при проектировании системы ЕИП в целом появляются необходимые ограничения, определяемые их логическими информационными связями.

Информационная поддержка организации обучения в вузе на факультете ДЛА в рамках ЕИП данных об изделии с использованием инструментария PDM-систем описана в работе [5].

Практическое освоение объектного подхода и его использование в учебном процессе факультета ДЛА СГАУ началось в 2007 году и продолжается по настоящее время. Накопленный за это время опыт показал значительные преимущества объектного подхода перед структурным.

Преимущества объектного подхода обусловлены более высоким уровнем абстрагирования по сравнению со структурным подходом и необходимостью решения дополнительных проблем как научного, так и методического характера, связанных с представлением в объектной форме информации об изделиях (авиационных и ракетных двигателях), процессе производства этой продукции и самом предприятии. Это соответствует представлению в объектной форме «виртуального» двигателя, «виртуального» производства и «виртуального» предприятия.

Преимущества возрастают по мере роста сложности моделируемых объектов и повышения требований к адекватности создаваемых моделей. Именно такая ситуация ха-

рактерна для задач, решаемых на факультете ДЛА СГАУ совместно с ОАО «Кузнецов» в связи с возобновлением на современной основе газотурбинного двигателя НК-32 для стратегического бомбардировщика Ту-160 и маршевого ракетного двигателя НК-33 для новой ракеты-носителя «Союз-1В».

В результате в процессе решения этих научно-методических проблем были разработаны специализированные курсы обучения: «Объектно-ориентированный анализ ДЛА», «Моделирование систем и процессов», «Объектно-ориентированное проектирование ДЛА», «Объектно-ориентированное моделирование промышленных предприятий на основе стандартов MRPII/ERP» и сделаны первые шаги по использованию объектно-ориентированного подхода в дипломном проектировании. В рамках дипломного проекта студенты выполняют работы, используя методику проектирования, которая применяется в конструкторском бюро или при подготовке производства.

Знание возможностей PDM-систем, реализующих объектный подход и умение создавать и модифицировать создаваемые информационные объекты позволяет студентам еще в процессе обучения легко адаптироваться в среде современных предприятий.

Полученный опыт позволяет сделать вывод о перспективности использования объектно-ориентированного подхода в подготовке современных специалистов для отечественной аэрокосмической отрасли.

Библиографический список

1. Шустов, С.А. Опыт использования методологии системного анализа при подготовке специалистов для аэрокосмической отрасли [Текст] / С.А. Шустов // Системный анализ в технике: тем. сб. науч. тр.. Вып. 6. – М.: МАИ, 2000. – С.83-92.
2. Безменова, Н.В. Опыт использования теории систем как междисциплинарного языка в решении проблем аэрокосмического образования [Текст] / Н.В. Безменова, С.А. Шустов // Современные научно-методические проблемы высшего образования: Сб. тр. Вып. 2.- Самара: СГАУ, 2002. – С. 179-183.
3. Опыт использования в учебном процессе современных CAE/CAD/CAM/PDM - технологий для подготовки специалистов

мирового уровня в сфере инновационного машиностроения [Текст] / А.И. Ермаков, М.Е. Проданов, С.А. Шустов [и др.] // Материалы V Всерос. науч.-практ. конф. Всероссийского форума «Образовательная среда 2008».- Москва., 2008.- С. 137..140

4. Зрелов, В.А. Технологии компьютерной поддержки и инженерное творчество при обучении конструированию ГТД [Текст]/ В.А. Зрелов, М.Е. Проданов // Современные научно-методические проблемы высшего

образования. сб. тр. Вып. 2.- Самара: СГАУ, 2002. – С. 132-143.

5. Проданов, М.Е. Организация обучения в едином информационном пространстве данных об изделии [Текст]/ М.Е. Проданов // Сб. тр. междунар. науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» 28-30 июня 2011 г., посвященной 100-летию со дня рождения генерального конструктора аэрокосмической техники академика Н.Д. Кузнецова. -Самара: СГАУ, 2011.- №3.- Ч.2.-С. 374-379

ON THE STRUCTURAL AND OBJECT APPROACHES TO MODERN TRAINING FOR THE AEROSPACE INDUSTRY

© 2012 N. V. Bezmenova, M. Ye. Prodanov

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Requirements for modern training for the aerospace industry are set out. The experience of the training at the Faculty of aircraft engines SSAU are described. The role and nature of the system methodology is demonstrated. The advantages and disadvantages of structural and object approaches to the implementation of this methodology in the learning process are compared. It is concluded that the using of object - oriented approach is promoting.

Training for the aerospace industry, system methodology, structural and object approaches, object - oriented approach is promoting.

Информация об авторах

Безменова Наталья Витальевна, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: менеджмент качества, управление жизненным циклом изделий.

Проданов Михаил Евгеньевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструций и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: prodanov@mail.ru Область научных интересов: автоматизация проектирования, менеджмент качества, управление жизненным циклом изделий.

Bezmenova Natalia Vitalievna, Candidate of Technical Sciences, associate Professor at the sub-department of Engines Theory, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area of research: Workflow Automation, Quality Management, Product, Lifecycle Management.

Prodanov Mikhail Yevgenievich, Candidate of Technical Sciences, associate Professor at the sub-department of Engines Design, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: prodanov@mail.ru. Area of research: Computer Aided Design and Workflow Automation, Quality Management, Product, Lifecycle Management.

УДК 621.431.75+004.9

О МЕТОДИКЕ ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО КУРСУ «КОНСТРУИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЕЙ»

© 2012 В. А. Борисов, А. М. Жижкин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье излагается методика выполнения лабораторных работ по курсу «Конструирование основных узлов и систем ракетных двигателей».

Методика обучения, лабораторная работа, конструирование узлов ракетных двигателей.

Лабораторные работы играют важную роль в усвоении конструкторских дисциплин, так как непосредственное изучение двигателя даёт образное представление об отдельных деталях и их связи между собой. При этом имеется возможность в задании поставить вопросы по анализу существующих конструкций, рассмотреть их преимущества и недостатки, области применения. Таким образом, можно подвести студентов к самостоятельной работе по созданию новых конструкций в курсовом или дипломном проектах.

Современные компьютерные технологии позволяют интенсифицировать этот процесс путём выполнения отдельных конструкторских разработок на лабораторных работах и в домашних заданиях. При этом целесообразно использовать 3D-моделирование, поскольку оно развивает пространственное воображение, а некоторые конструкторские разработки вообще затруднительно выполнить без него. К таким работам относится компоновка жидкостного ракетного двигателя (ЖРД).

Такой подход был применён в лабораторной работе по изучению ЖРД. Традиционное изучение двигателя включало освоение его пневмогидравлической схемы и компоновки по его макету.

В новой работе на основе изученного материала предлагается рассмотреть другие возможные компоновки основных агрегатов двигателя (камеры, ТНА и газогенератора) на компьютере.

При этом 3D-модели этих агрегатов студентам даются, их надо рационально расположить, соединить трубопроводами и определить объём, занимаемый двигателем,

который в данном случае является критерием лучшего решения задачи.

Для студентов, успешно справившихся с заданием, предусмотрен второй и третий уровень сложности работы, который может стать спецтемой курсового или дипломного проекта.

Второй уровень сложности предполагает самостоятельную разработку пневмогидравлической схемы и оптимальной компоновки заданного в курсовой работе ЖРД. При этом оболочечные 3D-модели камеры, ТНА и газогенератора берутся из ранее выполненных курсовых работ.

Необходимо также выполнить раму крепления двигателя. При этом студенты могут использовать типовую 3D-модель рамы и методику расчета её прочности с помощью пакета ANSYS.

Третий уровень сложности работы предполагает разработку в 3D более полной компоновки заданного ЖРД. При этом необходимо выполнить:

1) На компоновочной модели должны быть установлены основные клапаны, необходимые для управления двигателем при запуске и останове, а также регулирующие устройства для управления величиной тяги и соотношением компонентов. Упрощённые модели агрегатов необходимо брать с макетов двигателей.

2) Необходимо обеспечить возможность компенсации температурных деформаций в системе «трубопроводы – ТНА – камера» (применять трубопроводы с изгибом, сильфонные вставки).

3) При выполнении компоновки необходимо учитывать технологические требования.

Основное содержание работы заключается в изучении пневмогидравлической схемы двигателя и компоновки его агрегатов. При этом студенты должны нарисовать эту схему и уметь объяснять назначение всех связей.

Как видно из рис. 1, пневмогидравлическая схема весьма сложная, и выполнение её трудоёмко.

Для упрощения работы студентам предлагаются готовые оболочечные модели агрегатов – камеры и ТНА (рис. 2, 3). Оболочечные модели газогенератора и главных клапанов выполняются самостоятельно.

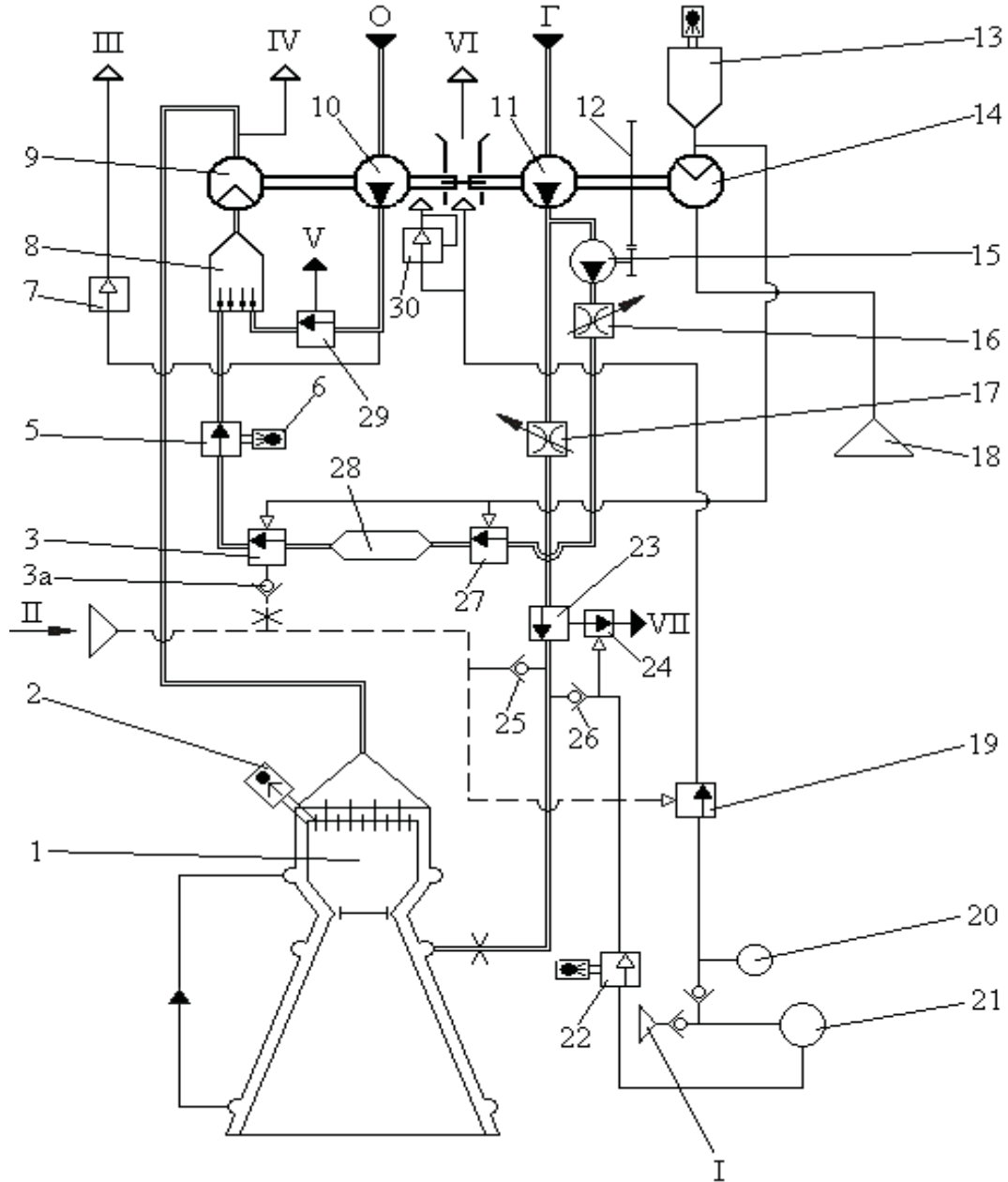


Рис.1. Пневмогидравлическая схема двигателя



Рис.2. Камера

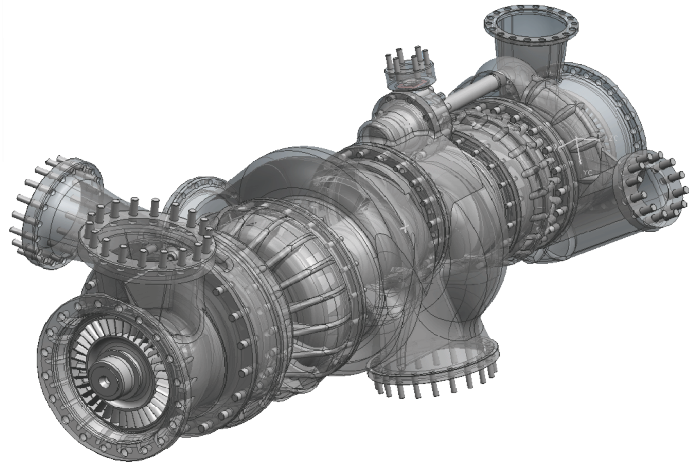


Рис.3. ТНА

Затем необходимо выполнить компоновку агрегатов по другим схемам и обосновать другие преимущества и недостатки рассмотренных схем.

Второй уровень работы предполагает разработку ПГС и компоновки заданного в курсовом проекте двигателя.

При выполнении разработки второго уровня необходимо скомпоновать только основные агрегаты двигателя: камера, ТНА и газогенератор. Внешний вид и основные размеры камеры и ТНА известны из ранее выполненных проектов. Модель газогенератора и его ориентировочные размеры принимаются на основании рекомендаций в литературе.

Третий уровень выполнения предполагает разработку в 3D усложнённой

компоновки заданного в курсовом проекте двигателя и его крепления.

При выполнении компоновки необходимо учитывать технологические требования, связанные с изготовлением трубопроводов и сборкой изделия.

Лабораторная работа тесно связана курсовым проектом, а использование проектирования в 3D позволяет студентам улучшить усвоение конструкции двигателя.

Библиографический список

1. Пичугин, Д.Ф. Частная методика проведения лабораторных занятий по изучению конструкции двигателей летательных аппаратов [Текст] / Д.Ф. Пичугин // Пути и средства совершенствования качества подготовки специалистов: сб. статей – Куйбышев: КуАИ, 1982. - 156с.

ON A METHOD OF PRACTICAL TRAINING FULFILLMENT FOR COURSE OF STUDIES “DESIGN OF MAIN UNITS AND SYSTEMS OF ENGINE”

© 2012 V. A. Borisov, A. M. Zhizhkin

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Problems of practical training fulfillment for course of studies “Design of Main Unit and Systems of Rocket Engines” by students are discussed.

Methods of teaching, laboratory work, construction units of rocket engines.

Информация об авторах

Борисов Валерий Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: уплотнения на основе материала МР.

Жижкин Александр Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: виброизоляторы и уплотнения на основе материала МР.

Borisov Valery Alecsandrovich, candidate of Engineering Science, associated professor at the aircraft engines construction and projecting department of the Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: fdla@ssau.ru. Area of research: sealing made of MR material.

Zhizhkin Alecsandr Mikhailovich, candidate of Engineering Science, associated professor at the aircraft engines construction and projecting department of the Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: fdla@ssau.ru. Area of research: sealing made of MR material.

ДИСПЕРСИЯ МАГНИТОАКУСТИЧЕСКИХ ВОЛН В СРЕДАХ С ТЕПЛОВОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТЬЮ

© 2012 Д. И. Завершинский¹, Н. Е. Молевич², Р. Н. Галимов¹, В. Г. Макарян¹

¹Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

²Самарский филиал Физического института им. П.Н. Лебедева РАН

В статье работе рассмотрена задача об эволюции нелинейных акустических структур в средах, где значимую роль играет наличие магнитного поля.

Магнитоакустические волны, альфвеновские волны, неравновесность, дисперсия.

Введение

Исследованию динамики распространения и устойчивости волн в неравновесных средах в последнее время уделено большое внимание [1-13]. Это связано с тем, что такие исследования очень важны для понимания причин образования и эволюции структур различных пространственных и временных масштабов. Существует целый ряд неравновесных сред: колебательно возбуждённый газ, атомная или молекулярная неизотермическая плазма, химически активные смеси, среды с неравновесными фазами, горизонты чёрных дыр и [1-5], где имеет место нелинейная динамика поведения газодинамических возмущений. Также к неравновесным средам относят среды с тепловыми неустойчивостями [6,7]. В подобных средах также возможно наблюдение ряда нелинейных эффектов. Изучение тепловых неустойчивостей обычно проходит в контексте таких задач, как образование протуберанцев на Солнце [8], эволюция межзвёздных облаков [9-12], краевой эффект в токамаке [13], расчёт различного рода реакторов.

Наиболее глубокий анализ тепловых неустойчивостей однородной межзвёздной среды впервые был представлен в работе Филда [6]. Стационарное состояние однородной среды с плотностью ρ_0 и температурой T_0 было описано с помощью обобщённой функции тепловыделения $\mathfrak{S} = L - \Gamma$, где L, Γ - это соответственно потери энергии (скорость охлаждения) и приток тепла (скорость нагрева) в эргах на грамм в секунду. При стационарных значениях плотности и

температуры приток тепла равен потерям энергии

$$\mathfrak{S}(\rho_0, T_0) = 0. \quad (1)$$

Таким образом, выделяют три типа тепловой неустойчивости: изохорическая, изобарическая и изоэнтропическая (акустическая).

Изохорическая неустойчивость может быть сформулирована как

$$\mathfrak{S}_T < 0, \quad (2)$$

где \mathfrak{S}_T - частная производная по температуре. Этот критерий изначально был предложен Паркером [7]. Возмущения давления сопровождаются изохорическими возмущениями температуры, приводящими к движению, которое нарушает постоянство плотности. Критерий изобарической неустойчивости может быть записан как

$$\mathfrak{S}_T - \frac{\rho_0}{T_0} \mathfrak{S}_\rho < 0, \quad (3)$$

где \mathfrak{S}_ρ - частная производная по плотности.

Эффект изобарической неустойчивости был изучен в работах [11, 14-15]. Основная идея эффекта состоит в том, что быстрый рост изобарической неустойчивости приводит к сильному дисбалансу плотности между холодной плотной неоднородностью и окружающей средой малой плотности, что может приводить к конденсации малой массы. Исследования [15] продемонстрировали рост конденсаций при изобарических условиях (3) в межзвёздной среде. Тепловая неустойчивость может сопровождаться также конвективной неустойчивостью [15].

Условие изоэнтропической (акустической) неустойчивости выглядит как

$$\mathfrak{Z}_T + \frac{\rho_0}{(\gamma - 1)T_0} \mathfrak{Z}_\rho < 0, \quad (4)$$

где γ – показатель адиабаты (отношение удельных теплоёмкостей).

При условии (4) в областях сжатия акустической волны происходит дополнительное тепловыделение. Такая положительная обратная связь между акустическими возмущениями и нагревом ведёт к усилению акустической волны. Акустическая неустойчивость ведёт к образованию областей роста плотности, температуры и давления. Ранее была высказана гипотеза, что изоэнтропическая неустойчивость в межзвёздной среде должна сопровождаться возникновением последовательности самоподдерживающихся ударных волн [17-19]. Подтверждение данной гипотезы было получено в [20].

В большинстве теоретических исследований эволюции пространственных структур в средах с тепловой неустойчивостью пренебрегали влиянием внешнего магнитного поля. Однако во многих случаях таким упрощением пользоваться нельзя, так как на неравновесную среду воздействует сильное внешнее магнитное поле. Примером таких сред, в частности, являются межзвёздные среды вблизи звёзд, корона Солнца и плазменные среды в токамаке. Совместное влияние магнитного поля и неравновесности среды на характеристики и структуру нелинейных магнитоакустических волн практически не изучено. Комплексное рассмотрение данных факторов на процессы формирования нелинейных магнитоакустических волн в неравновесной межзвёздной среде представляет весьма сложную и актуальную задачу.

Таким образом, целью данной работы стало рассмотрение динамики акустических возмущений в газодинамических средах с источником энергии, зависящим от температуры и плотности, с учётом воздействия на них магнитного поля.

Физико-математическая модель

для описания магнитоакустических волн в неравновесных средах

К настоящему времени достаточно подробно изучены процессы распро-

странения акустических волн в средах различного типа. Основная система газодинамических уравнений, описывающих эти процессы в неравновесных средах с источником тепловыделения, зависящим от температуры и плотности, состоит из уравнения непрерывности, уравнения движения, уравнения переноса тепла и уравнения состояния. В векторной форме в пренебрежении диссипативными процессами она имеет следующий вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div} \rho \vec{V} = 0, \quad (5)$$

$$\rho \frac{dV}{dt} = -\nabla P, \quad (6)$$

$$C_{V\infty} \frac{dT}{dt} - \frac{k_B}{m} \cdot \frac{T}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} = -\mathfrak{Z}(\rho, T), \quad (7)$$

$$P = \frac{k_B \cdot T \cdot \rho}{m}, \quad (8)$$

$$\mathfrak{Z}(\rho, T) = I(\rho, T) - Q(\rho, T), \quad (9)$$

где V, T, ρ, P – соответственно скорость, температура, плотность, и давление; \mathfrak{Z} – обобщённая функция теплопроводности; $C_{V\infty}$ – высокочастотная теплоёмкость при постоянном объёме; k_B – постоянная Больцмана и $d/dt = \partial/\partial t + V \cdot \nabla$. Значение m зависит от типа среды (например, в межзвёздных средах, в *HI* областях, т.е. там, где преобладает атомарный водород $m = m_H$, в межзвёздных молекулярных облаках $m = 2m_H$, m_H – масса атомарного водорода).

Основная система магнитогазодинамических уравнений несколько отличается от основной системы газодинамических уравнений. Система магнитогазодинамики должна быть дополнена уравнением индукции магнитного поля (10) и законом Гаусса для магнитного поля (11). Уравнение движения (6) должно быть изменено с учётом влияния магнитного поля и представлено в виде (12). Уравнение непрерывности (7), уравнение переноса тепла (8), и уравнение состояния (9) остаются неизменными.

$$\frac{\partial \vec{B}}{\partial t} = \text{rot}[\vec{V} \times \vec{B}], \quad (10)$$

$$\text{div} \vec{B} = 0, \quad (11)$$

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = -\nabla P - \frac{1}{4\pi} \cdot \text{rot}[\vec{B} \times \vec{B}], \quad (12)$$

где \vec{V}, \vec{B} – векторы скорости и магнитного поля, соответственно.

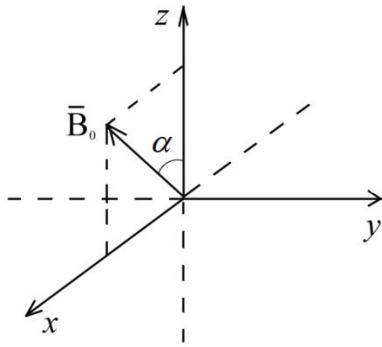


Рис. 1. Вектор стационарного магнитного поля

Для дальнейшего исследования необходимо спроецировать систему (7) – (12) на оси x, y, z . При этом будем считать, что вектор стационарного магнитного поля находится в плоскости (x, z) (рис. 1), т.е. $\vec{B}_0 = B_0 \cdot \sin \alpha \cdot \vec{x}_0 + B_0 \cdot \cos \alpha \cdot \vec{z}_0$, где B_0 – абсолютное значение длины вектора магнитного поля; α – угол наклона между магнитным полем и осью; z, \vec{x}_0, \vec{z}_0 – единичные векторы.

Рассмотрим динамику волн, распространяющихся вдоль оси z . Зависимостями от x и y можно пренебречь ($\partial/\partial x = \partial/\partial y = 0$). В итоге система выглядит как

$$\frac{\partial B_x}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial z} (V_z \cdot B_x - V_x \cdot B_z), \quad (13)$$

$$\frac{\partial B_y}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} (V_y \cdot B_z - V_z \cdot B_y), \quad (14)$$

$$\frac{\partial B_z}{\partial t} = 0, \quad (15)$$

$$\rho \frac{dV_x}{dt} = \frac{1}{4\pi} \cdot B_z \cdot \frac{\partial B_x}{\partial z}, \quad (16)$$

$$\rho \frac{dV_y}{dt} = \frac{1}{4\pi} \cdot B_z \cdot \frac{\partial B_y}{\partial z}, \quad (17)$$

$$\rho \frac{dV_z}{dt} = -\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{1}{4\pi} \cdot \left(B_x \cdot \frac{\partial B_x}{\partial z} + B_y \cdot \frac{\partial B_y}{\partial z} \right), \quad (18)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_z) = 0, \quad (19)$$

$$C_{V\infty} \frac{dT}{dt} - \frac{k_B T}{m\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} = -\mathfrak{S}(\rho, T), \quad (20)$$

$$P = \frac{k_B \cdot T \cdot \rho}{m}. \quad (21)$$

Дисперсия в магнитоплазменной среде

Для того, чтобы получить дисперсионные соотношения для продольных и поперечных мод, соответствующих системе (13) – (21), воспользуемся стандартной методикой и представим решение системы в следующем виде:

$$\begin{cases} V_x = \tilde{V}_{1x} \exp(-i\omega t + ikz), \\ V_y = \tilde{V}_{1y} \exp(-i\omega t + ikz), \\ V_z = \tilde{V}_{1z} \exp(-i\omega t + ikz), \\ B_x = B_{0x} + \tilde{B}_{1x} \exp(-i\omega t + ikz), \\ B_y = \tilde{B}_{1y} \exp(-i\omega t + ikz), \\ B_z = B_{0z} + \tilde{B}_{1z} \exp(-i\omega t + ikz), \\ T = T_0 + \tilde{T}_1 \exp(-i\omega t + ikz), \\ \rho = \rho_0 + \tilde{\rho}_1 \exp(-i\omega t + ikz), \\ P = P_0 + \tilde{P}_1 \exp(-i\omega t + ikz), \end{cases} \quad (22)$$

где $B_{0x} = B_0 \cdot \sin \alpha$, $B_{0z} = B_0 \cdot \cos \alpha$. Введя обозначения

$\mathfrak{S}_{0T} = (\partial \mathfrak{S} / \partial T)_{\rho=\rho_0, T=T_0}$, $\mathfrak{S}_{0\rho} = (\partial \mathfrak{S} / \partial \rho)_{\rho=\rho_0, T=T_0}$ и подставляя соотношения (22) в систему (13) – (21), получим дисперсионные соотношения для обоих типов мод.

Дисперсионное соотношение для поперечной моды будет иметь следующий вид:

$$\frac{\omega^2}{k^2} = c_a^2 \cdot \cos^2 \alpha. \quad (23)$$

Это уравнение описывает так называемые альвеновские волны – поперечные магнитогидродинамические волны, распространяющиеся вдоль силовых линий магнитного поля.

Дисперсионное соотношение для продольных мод (быстрой и медленной магнитозвуковой волны) при произвольном наклоне вектора магнитного поля будет иметь вид:

$$\frac{\omega^2}{k^2} = \frac{[(c_a^2 + c_0^2) \cdot C_{V0} - i\omega\tau_0(c_a^2 + c_\infty^2) \cdot C_{V\infty}]_{\pm}}{2 \cdot (C_{V0} - i\omega\tau_0 C_{V\infty})} \pm \frac{[\Omega - i \cdot \Psi]}{2 \cdot (C_{V0} - i\omega\tau_0 C_{V\infty})}. \quad (24)$$

Здесь введены следующие обозначения:

$$\Omega = \sqrt{\frac{\sqrt{a^2 + b^2} + a}{2}} > 0,$$

$$\Psi = -\text{sgn}(b) \cdot \sqrt{\frac{a^2 + b^2 - a}{2}} \leq 0; \quad (25)$$

$$a = C_{V0}^2(c_a^4 + c_0^4 - 2c_a^2c_0^2 \cos 2\alpha) - \omega^2\tau_0^2 C_{V\infty}^2(c_a^4 + c_\infty^4 - 2c_a^2c_\infty^2 \cos 2\alpha),$$

$$b = 2\omega\tau_0 C_{V0} C_{V\infty} (c_a^2(c_\infty^2 + c_0^2) \cos 2\alpha - c_a^4 - c_0^2c_\infty^2). \quad (26)$$

В уравнении (24) $\tau_0 = k_B T_0 / \Gamma_0 m$ - характерное время нагрева, $\Gamma_0 = \Gamma(\rho_0, T_0)$ - скорость нагрева в стационарной среде,

$$C_{P\infty} = C_{V\infty} + k_B / m, C_{V0} = k_B T_0 \mathfrak{Z}_{0T} / m \Gamma_0,$$

$$C_{P0} = k_B (T_0 \mathfrak{Z}_{0T} - \rho_0 \mathfrak{Z}_{0\rho}) / m \Gamma_0,$$

$$\mathfrak{Z}_{0\rho} = (\partial \mathfrak{Z} / \partial \rho)_{\rho=\rho_0, T=T_0},$$

$$\mathfrak{Z}_{0T} = (\partial \mathfrak{Z} / \partial T)_{\rho=\rho_0, T=T_0}, c_a^2 = B_0^2 / 4\pi\rho_0.$$

Величины C_{V0}, C_{P0} - низкочастотные теплоёмкости при постоянном объёме и давлении в газе с притоком тепла. В гидродинамике скорости c_0, c_∞ называются равновесная и замороженная скорость, соответственно; γ_0, γ_∞ - равновесный и замороженный показатель адиабаты; c_a^2 - квадрат скорости альфвеновских волн. Полученное дисперсионное соотношение описывает дисперсию возмущения на всём спектре частот и при любом угле наклона вектора магнитного

поля в плоскости (x,z). Оно позволяет определить скорости звука обеих мод и акустический инкремент, а следовательно, условие нарастания возмущения в среде. Это соотношение получено на основе допущения о слабом затухании на длине волны. Допущение справедливо практически на всей области параметров. Однако оно не выполняется для медленной магнитоакустической волны при углах $\pi/2 + \pi n, n \in \mathbb{Z}$.

Из дисперсионного соотношения (24) получен аналитический вид для квадрата скоростей быстрой и медленной магнитоакустической волны:

$$c_{S+,S-}^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\{(c_a^2 + c_0^2) \cdot C_{V0} \pm \Omega\}^2}{c_n^2 \pm (C_{V0} \cdot \Omega + \omega\tau_0 C_{V\infty} \Psi)} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\{\omega\tau_0(c_a^2 + c_\infty^2) \cdot C_{V\infty} \pm \Psi\}^2}{c_n^2 \pm (C_{V0} \cdot \Omega + \omega\tau_0 C_{V\infty} \Psi)}, \quad (27)$$

$$c_n^2 = (c_a^2 + c_0^2) \cdot C_{V0}^2 + (c_a^2 + c_\infty^2) \cdot \omega^2\tau_0^2 C_{V\infty}^2.$$

Аналитические выражения для скоростей звука при определённых углах представлены в табл. 1.

На рис. 2, 3 представлена зависимость скоростей звука для обоих типов магнитоакустических волн.

Таблица 1. Скорости звука магнитоакустических волн

Угол наклона	Быстрая магнитозвуковая волна	Медленная магнитозвуковая волна
$\alpha = 0$	$c_{S\parallel+} = c_a$	$c_{S\parallel-} = \sqrt{\frac{c_0^2 \cdot C_{V0}^2 + c_\infty^2 \cdot C_{V\infty}^2 \omega^2 \tau_0^2}{(C_{V0}^2 + C_{V\infty}^2 \omega^2 \tau_0^2)}}$
$\alpha = \frac{\pi}{2}$	$c_{S\perp+} = \sqrt{\frac{(c_a^2 + c_0^2)^2 \cdot C_{V0}^2 + \omega^2 \tau_0^2 (c_a^2 + c_\infty^2)^2 \cdot C_{V\infty}^2}{(c_a^2 + c_0^2) \cdot C_{V0}^2 + \omega^2 \tau_0^2 (c_a^2 + c_\infty^2) C_{V\infty}^2}}$	Не существует

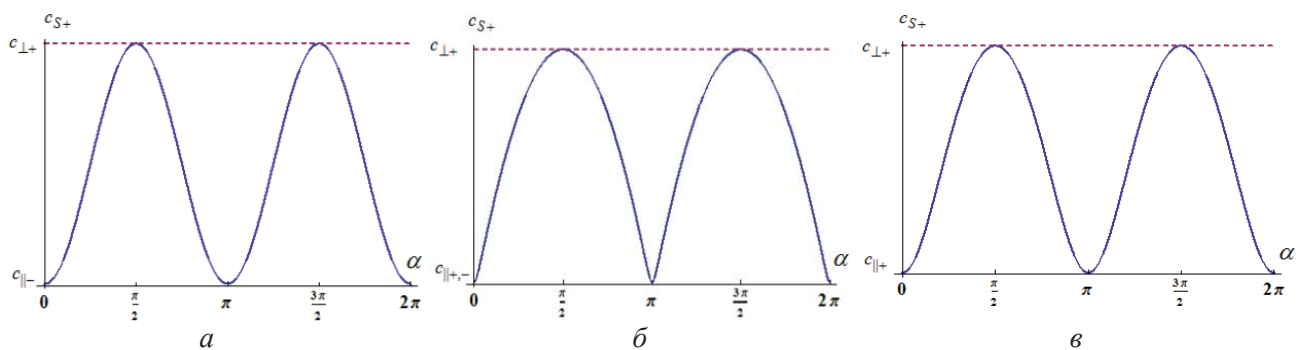


Рис. 2. Зависимость скорости быстрой магнитозвуковой волны от угла при разных значениях c_a

$$(a - c_a < c_{S\parallel-}, \quad б - c_a = c_{S\parallel-}, \quad в - c_a > c_{S\parallel-})$$

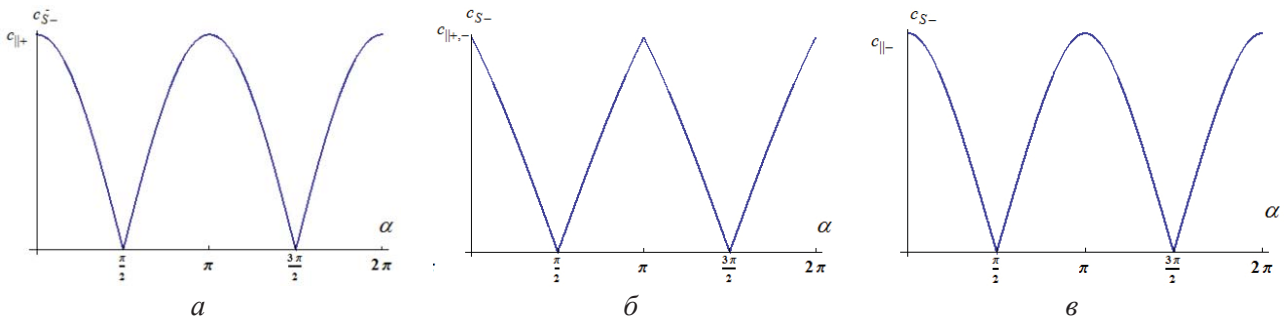


Рис. 3. Зависимость скорости медленной магнитозвуковой волны от угла, при разных значениях c_a

$$(a - c_a < c_{S\parallel-}, \quad б - c_a = c_{S\parallel-}, \quad в - c_a > c_{S\parallel-})$$

Графики на рис. 2,3 соответствуют различным значениям скорости альвеновских волн, а следовательно, различным значениям стационарного магнитного поля и плотности проводящей среды. Можно заметить, что функциональная зависимость скоростей волн от угла наклона вектора магнитного поля может принимать различные виды при разных значениях скорости альвеновских волн. Этот эффект можно понять, рассмотрев значения скоростей при определённых углах. Значения скорости быстрой магнитозвуковой волны при углах $\pi/2 + \pi n, \pi + \pi t, n, t \in \mathbb{Z}$ зависят от скорости альвеновских волн. Медленная же магнитоакустическая волна не существует при угле $\pi/2 + \pi n, n \in \mathbb{Z}$, а при углах $\pi + \pi t, t \in \mathbb{Z}$ описывается значением, не зависящим от скорости альвеновских волн. Таким образом, при углах $\pi + \pi t, t \in \mathbb{Z}$ скорости быстрой и медленной волны c_{S+}, c_{S-} могут принимать различные значения в зависимости от величины магнитного поля. Так, например, при малых значениях магнитного поля, когда $c_a < c_{S\parallel-}$, скорость c_{S+} при угле $\pi + \pi t, t \in \mathbb{Z}$ будет равна $c_{\parallel-}$, и наоборот – при $c_a > c_{S\parallel-}$ скорость c_{S+} при угле $\pi + \pi t, t \in \mathbb{Z}$ будет равна $c_{\parallel+}$. Аналогичная замена величины, описывающей значения при углах $\pi + \pi t, t \in \mathbb{Z}$, произойдёт и у медленной волны, но с точностью наоборот, $c_{\parallel+}$ поменяется на $c_{\parallel-}$.

Выводы

В работе получено уравнение, описывающее дисперсию скорости звука в неравновесной магнитогазодинамической среде. Полученное дисперсионное соотношение описывает дисперсию возмущения на всём спектре частот и при любом угле наклона вектора магнитного поля в плоскости x-z. Оно позволяет определить акустический инкремент обеих магнитоакустических мод, а следовательно, и условие нарастания возмущения в среде. Показан аналитический вид скоростей звука быстрой и медленной магнитоакустических волн и показана зависимость скоростей звука от угла наклона вектора магнитного поля при различных скоростях альвеновских волн.

Работа поддержана Минобрнауки РФ, государственное задание на выполнение работ на 2012-2014 годы, шифр 2.560.2011 и ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., ГК № 14.740.11.0999 и соглашение № 14.B37.21.0767, 14.132.21.1440.

Библиографический список

1. Molevich, N.E. Acoustical properties of nonequilibrium media [Text] /N.E. Molevich // Paper AIAA. – 1020. – 2004.
2. Tankeshwar, K. Generalized negative bulk viscosity in liquids [Text] / K. Tankeshwar // Journal of Physics: Condensed Matter.- 1994. – № 6. - P.9295-9300.
3. Браже, Р.А. Математические модели явлений переноса в инверсных газах [Текст]

/ Р.А. Браже, А.А. Елизарова // Матем. моделирование. □2008. – Т. 20. –№ 5. – С.110–118.

4. Lensky, N. G. Expansion dynamics of volatile-supersaturated liquids and bulk viscosity of bubbly magmas [Text] / N.G. Lensky, V. Lyakhovskiy, O. Navon // Journal of Fluid Mechanics.- 2002.- №460.- P. 39-56.

5. Maulik, K.P. An action for black hole membranes [Text] / K.P. Maulik, F. Wilczek // Physical Review D (Particles, Fields, Gravitation, and Cosmology).- 1998.-№58.- P. 15.

6. Field, G.B. Thermal Instability [Text] / G.B. Field // Astrophysical Journal. - 1965. V.142. - P. 531.

7. Parker, E.N. Instability of Thermal Fields [Text] / E.N. Parker // Astrophysical Journal. -1953. - V. 117. - P.431.

8. Pneuman, G.W. The solar wind and the temperature-density structure of the solar corona [Text] / G.W. Pneuman. // Solar Physics.- 1972. - V. 28. - №1. - P. 247-262.

9. Gilden, D.L. Thermal instability in molecular clouds [Text] / D.L. Gilden // Astrophysical Journal.- 1984.- V.283. - P. 679-686.

10. Traveling self-sustained structures in interstellar clouds with the isentropic instability [Text] / N.E. Molevich, D.I. Zavershinsky, R.N. Galimov, V.G. Makaryan // Astrophysics and Space Science.- 2011.- V. 334. - P. 35-44.

11. Stiele, H. Thermal instability in a weakly ionized plasma [Text] / H. Stiele, H. Lesch, F. Heitsch // Monthly Notices of the Royal Astronomical Society.- 2006.- V.372.- P. 862-868.

12. Oppenheimer, M. Isentropic instabilities in the interstellar gas [Text] / M. Oppenheimer // Astrophysical Journal. - 1977. - V. 211. – P.400-403.

13. Stacey, W.M. A Survey of Thermal Instabilities in Tokamak Plasmas: Theory, Comparison with Experiment, and Predictions for Future Devices [Text] / W.M. Stacey // Fusion Sci. Technol. -2007. - V. 52. - P. 29-67.

14. Mohsen, Nejad-Asghar. Formation of fluctuations in a molecular slab via isobaric thermal instability [Text] / Nejad-Asghar Mohsen // Monthly Notices of the Royal Astronomical Society.-2007.- V. 379.- P. 222-228.

15. Gilden, D.L. Thermal instability in molecular clouds [Text] / D.L. Gilden // Astrophysical Journal.-1984.- V. 283.- P. 679-686.

16. Defouw, R.J. Thermal-convective instability [Text] / R.J. Defouw // Astrophysical journal.-1970.- V. 160.- P. 659-669.

17. Баранов, В.Б. Гидродинамическая теория космической плазмы [Текст] / В.Б. Баранов, К.В. Краснобаев - М.: Наука, 1977. – 366 с.

18. Краснобаев, К.В. Квазиэнтропические нелинейные волны в газе с тепловой неустойчивостью [Текст] / К.В. Краснобаев, В.Ю. Тарев // Астрономический журнал.- 1987. -Т. 64.- № 6.- С. 1210 – 1219.

19. Краснобаев, К.В. Особенности распространения нелинейных и ударных волн в окрестности горячих звезд [Текст] / К.В. Краснобаев, Н.Е. Сысоев, В.Ю. Тарев // Ядерная физика, физика космических излучений, астрономия. - М.: Изд-во МГУ, 1993. - С. 222-230.

20. Молевич, Н.Е. Структура газодинамического возмущения в термодинамически неравновесной среде с экспоненциальной моделью релаксации [Текст] /Н.Е. Молевич, В.Г. Макарян // Известия РАН. МЖГ. - 2004. - № 5. - С. 181-191.

DISPERSION OF MAGNETOACOUSTIC WAVES IN MEDIA OF HEAT INSTABILITY

© 2012 D. I. Zavershinskii¹, N. E. Molevich², R. N. Galimov¹, V. G. Makaryan¹

¹Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

²Lebedev Physical institute RAS, Samara branch

Problem of the plane nonlinear acoustic waves spreaded on arbitrary angle to wave vector in themagnetoactive media was considered.

Magnetoacoustic waves, Alfvén waves, non-equilibrium, dispersions.

Информация об авторах

Завершинский Дмитрий Игоревич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: dimanzav@mail.ru. Область научных интересов: акустика.

Молевич Нонна Евгеньевна, профессор, доктор физико-математических наук, заведующая теоретическим сектором, Самарский филиал физического института имени П.Н. Лебедева РАН. E-mail: molevich@fian.smr.ru. Область научных интересов: механика жидкости, газа и плазмы, акустика.

Галимов Ринат Насихович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: renrk@mail.ru. Область научных интересов: механика жидкости, газа и плазмы, акустика.

Макарян Владимир Георгиевич, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры физики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: vmak@rambler.ru. Область научных интересов: механика жидкости, газа и плазмы, акустика.

Zavershinskii Dmitrii Igorevich, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: dimanzav@mail.ru. Area of research: acoustics.

Molevich Nonna Evgenievna, doctor of sciences (physics), head of theoretical sector of P.N. Lebedev Physical Institute RAS (Samara branch). E-mail: molevich@fian.smr.ru. Area of research: mechanics of liquid, gas and plasma, acoustics.

Galimov Rinat Nasikhovich, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: renrk@mail.ru. Area of research: mechanics of liquid, gas and plasma, acoustics.

Makaryan Vladimir Georgievich, associate professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: vmak@rambler.ru. Area of research: mechanics of liquid, gas and plasma, acoustics.

УДК 621.787:539.319

ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА ВЛИЯНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ПРИ ИЗГИБЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

© 2012 О. Ю. Семёнова, В. А. Кирпичёв, Е. А. Денискина

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье рассматривается прогнозирование приращения предела выносливости при изгибе упрочнённой детали после опережающего поверхностного пластического деформирования при нанесении на неё концентратора в виде кругового надреза полукруглого профиля и приводится оценка точности значения коэффициента влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости цилиндрических деталей различных размеров.

Поверхностное пластическое деформирование, деталь с концентратором, остаточные напряжения, предел выносливости, коэффициент влияния остаточных напряжений.

Для оценки влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости деталей с концентраторами по остаточным напряжениям в настоящее время используются два критерия [1 – 3]. Первый критерий – остаточные напряжения на поверхности опасного сечения детали, как показали многочисленные исследования [2, 3], приводит к большой погрешности при прогнозировании предела выносливости. Второй критерий – среднеинтегральные остаточные напряжения $\bar{\sigma}_{ост}$ [1] – учитывает влияние на предел выносливости не только величины, но и характера распределения остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя опасного сечения детали и приводит к существенно меньшей погрешности при прогнозировании предела выносливости.

Для прогнозирования приращения предела выносливости упрочнённых деталей и образцов с круговым надрезом полукруглого профиля применялся критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [1] в виде

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (1)$$

где $\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в наименьшем сечении детали с концентратором; $\xi = y/t_{кр}$ – расстояние от дна впадины концентратора до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей в детали при напряжении, равном пределу выносливости.

Приращение предела выносливости при изгибе в случае симметричного цикла

$\Delta\sigma_{-1}$ упрочнённой детали с использованием критерия $\bar{\sigma}_{ост}$ определялось по формуле

$$\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_\sigma \cdot |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (2)$$

где $\bar{\psi}_\sigma$ – коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости по разрушению.

Для сплошной цилиндрической детали критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости определяется выражением [2 – 4]

$$t_{кр} = 0,0216D,$$

где D – диаметр наименьшего поперечного сечения.

Для полый цилиндрической детали [2, 3, 5]

$$t_{кр} = 0,0216D \left[1 - 0,04 \left(\frac{d}{D} \right)^2 - 0,54 \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right],$$

где d – диаметр отверстия.

При прогнозировании приращения предела выносливости упрочнённой детали по формуле (2) необходимо знать коэффициент $\bar{\psi}_\sigma$ влияния остаточных напряжений на предел выносливости. С этой целью были проанализированы приведённые в работах [2–5] результаты испытаний на усталость при изгибе в случае симметричного цикла сплошных цилиндрических образцов диаметром D_1 и полых – диаметром D_1/d (рис. 1), упрочнённых различными методами поверхностного пластического деформирования: пневмодробеструйной обработкой (ПДО), гидродробеструйной обработкой (ГДО), обкаткой роликом (ОР) с усилиями $P = 0,5$ кН (ОР1) и $P = 1,0$ кН (ОР2), алмазным выглаживанием (АВ). Во всех случаях после

упрочняющей обработки на цилиндрические образцы наносился круговой надрез полукруглого профиля радиуса R (рис. 1).

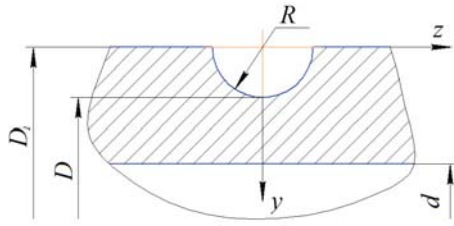


Рис. 1. Цилиндрический образец с надрезом полукруглого профиля

В табл. 1 приведены значения коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ по результатам испытаний на усталость при изгибе сплошных цилиндрических образцов, а в табл. 2 – значения коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ по результатам испытаний на усталость при изгибе полых цилиндрических образцов. В таблицах представлены также результаты измерения критической глубины нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ и вычисленные критерии $\bar{\sigma}_{ост}$. Проанализированы результаты испытаний 89 партий образцов, средняя величина коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ для которых составила 0,358.

Таблица 1. Значения коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ по результатам испытаний на усталость при изгибе сплошных цилиндрических образцов

D_1 , мм	R , мм	D , мм	Материал, упрочняющая обработка	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
7,5	0,3	6,9	сталь ЭИ961 (АВ)	0,160	-422	0,356
10	0,3	9,4	стали: 20 (ПДО, ОР1, ОР2), 45 (ГДО, ОР1, ОР2), 12Х18Н10Т (ГДО, ОР1), 30ХГСА (ГДО, ОР1), ЭИ961 (ГДО); сплавы: ЭИ437Б (ГДО), В93 (ГДО), Д16Т (ГДО)	0,195–0,209	-576 – (-59)	0,320 – 0,386
10	0,5	9,0	сталь 20 (ПДО, ОР1, ОР2)	0,192–0,202	-373 – (-48)	0,365 – 0,390
25	0,3	24,4	стали: 20 (ПДО, ОР1, ОР2), 45 (ГДО), 40Х (ГДО); сплав Д16Т (ГДО)	0,508–0,540	-202 – (-87)	0,334 – 0,386
25	0,5	24,0	сталь 20 (ПДО, ОР1, ОР2)	0,520–0,530	-169 – (-52)	0,337 – 0,355
25	1,0	23,0	стали: 20 (ПДО, ОР1, ОР2), 40Х (ОР2)	0,490–0,510	-292 – (-21)	0,334 – 0,380
40	0,3	39,4	сплав Д16Т (ГДО)	0,860	-85	0,352
50	0,3	49,4	сталь 45 (ГДО)	1,064	-67	0,372
15	0,3	14,4	стали: 45 (ГДО, ОР1), 30ХГСА (ГДО, ОР1), 12Х18Н10Т (ГДО, ОР1); сплавы: В95 (ПДО), Д16Т (ГДО)	0,300–0,314	-507 – (-129)	0,318 – 0,387
15	0,5	14,0	сталь 30ХГСА (ОР1)	0,300	-422	0,350

Таблица 2. Значения коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ по результатам испытаний на усталость при изгибе полых цилиндрических образцов

D_1 , мм	d , мм	R , мм	D , мм	Материал, упрочняющая обработка	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
1	2	3	4	5	6	7	8
15	5	0,3	14,4	стали: 45 (ГДО, ОР1), 30ХГСА (ГДО, ОР1), 12Х18Н10Т (ГДО); сплавы: В95 (ПДО), Д16Т (ПДО, ГДО)	0,294 – 0,310	-510 – (-126)	0,335 – 0,383
15	5	0,5	14,0	сталь 30ХГСА (ОР1); сплавы: В95 (ПДО), Д16Т (ПДО)	0,302 – 0,320	-404 – (-72)	0,341 – 0,381
15	8	0,3	14,4	сталь 45 (ОР1)	0,276	-357	0,336
15	10	0,3	14,4	стали: 45 (ГДО, ОР1), 30ХГСА (ГДО, ОР1), 12Х18Н10Т (ГДО); сплав Д16Т (ГДО)	0,243 – 0,257	-592 – (-117)	0,330 – 0,388
15	10	0,5	14,0	сталь 30ХГСА (ОР1)	0,262	-321	0,358
15	12,4	0,3	14,4	сталь 45 (ГДО)	0,184	-136	0,348
25	10	0,3	24,4	сталь 40Х (ГДО)	0,520	-114	0,373
25	10	1,0	23,0	сталь 40Х (ОР2)	0,510	-293	0,410

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5	6	7	8
25	15	0,3	24,4	стали 45 (ГДО), 20 (ПДО, ОР1, ОР2)	0,442 – 0,477	-248 – (-88,4)	0,331 – 0,368
25	15	0,5	24,0	сталь 20 (ПДО, ОР1, ОР2)	0,438 – 0,446	-218 – (-47)	0,332 – 0,372
25	15	1,0	23,0	сталь 20 (ПДО, ОР1, ОР2)	0,410 – 0,420	-53 – (-14)	0,357 – 0,384
25	19	0,3	24,4	сталь 40Х (ГДО)	0,360	-111	0,360
25	19	1,0	23,0	сталь 40Х (ОР2)	0,340	-193	0,364
50	40	0,3	49,4	сталь 45 (ГДО)	0,763	-80	0,375
50	40	0,5	49,0	сталь 20 (ОР1, ОР2)	0,710 – 0,720	-133 – (-82)	0,335 – 0,338

Для образцов диаметром $D = 10 - 25$ мм были получены интервальные оценки коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ и построены доверительные интервалы для его математического ожида-

ния при доверительной вероятности $p = 0,9$, $p = 0,95$ и $p = 0,99$. Доверительные интервалы представлены в табл. 3 и 4.

Таблица 3. Доверительные интервалы коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ для сплошных цилиндрических образцов

$D_1, \text{ мм}$	$R, \text{ мм}$	Доверительные интервалы		
		$p = 0,9$	$p = 0,95$	$p = 0,99$
10	0,3	(0,3470;0,3585)	(0,3458;0,3597)	(0,3434;0,3621)
	0,5	(0,3569;0,3991)	(0,3469;0,4091)	(0,3062;0,4498)
15	0,3	(0,3491;0,3754)	(0,3461;0,3784)	(0,3393;0,3852)
25	0,3	(0,3375;0,3735)	(0,3325;0,3785)	(0,3195;0,3915)
	0,5	(0,3263;0,3604)	(0,3182;0,3685)	(0,2854;0,4013)
	1,0	(0,3517;0,3843)	(0,3459;0,3901)	(0,3275;0,4085)

Таблица 4. Доверительные интервалы коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ для полых цилиндрических образцов

$D_1, \text{ мм}$	$d, \text{ мм}$	$R, \text{ мм}$	Доверительные интервалы		
			$p = 0,9$	$p = 0,95$	$p = 0,99$
15	5	0,3	(0,3547;0,3773)	(0,3519;0,3801)	(0,3455;0,3865)
		0,5	(0,3199;0,3927)	(0,3028;0,4099)	(0,2328;0,4867)
15	10	0,3	(0,3430;0,3763)	(0,3385;0,3809)	(0,3264;0,3929)
25	15	0,3	(0,3259;0,3706)	(0,3180;0,3785)	(0,2928;0,4037)
		0,5	(0,3073;0,3841)	(0,2890;0,4023)	(0,2150;0,4764)
		1,0	(0,3491;0,3963)	(0,3379;0,4075)	(0,2928;0,4530)

Из приведённых в табл. 3 и 4 данных видно, что при различной доверительной вероятности для сплошных образцов доверительные интервалы коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ меньше, чем для полых образцов. Поэтому рассчитываемые по формуле (2) значения приращения предела выносливости для упрочнённых полых цилиндрических деталей вычисляются с меньшей точностью, чем для сплошных деталей. Это обстоятельство необходимо учитывать при прогнозировании предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений.

Библиографический список

1. Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изги-

бе в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1986. – №8. – С. 29-32.

2. Павлов, В.Ф. Остаточные напряжения и сопротивление усталости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.Б. Иванов. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 64 с.

3. Павлов, В.Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулук. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

4. Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплош-

ные детали / В.Ф. Павлов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – №8. – С. 22-26.

5. Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточ-

ных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали / В.Ф. Павлов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – №8. – С. 37-46.

COEFFICIENT OF RESIDUAL STRESSES INFLUENCE ON CYLINDRICAL PARTS ENDURANCE LIMIT UNDER BENDING ESTIMATION

© 2012 O. Yu. Semyonova, V. A. Kirpichev, E. A. Deniskina

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The issues compiling hardened part endurance limit increment prediction after making a semicircular profile cut are discussed in this paper. Estimation of coefficient of residual stresses influence on solid and hollow cylindrical parts endurance limit is given.

Superficial plastic deforming, part with a concentrator, residual stresses, endurance limit, coefficient of residual stresses influence.

Информация об авторах

Семёнова Ольга Юрьевна, старший преподаватель кафедры высшей математики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Кирпичёв Виктор Алексеевич, доктор технических наук, профессор, декан факультета летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Денискина Екатерина Александровна, кандидат технических наук, доцент кафедры высшей математики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Semyonova Olga Yurievna, lecturer of Higher Mathematics Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

Kirpichyev Victor Alekseevich, doctor of technical sciences, professor, dean of aircraft faculty, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

Deniskina Ekaterina Alexandrovna, candidate of technical sciences, associate professor of Higher Mathematics Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

УДК 621.787:539.319

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ
ОСТАТОЧНОГО НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ
В ОБЛАСТИ НАИМЕНЬШЕГО СЕЧЕНИЯ
ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЁННОЙ ДЕТАЛИ С КОЛЬЦЕВЫМ НАДРЕЗОМ
МЕТОДОМ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

© 2012 В. П. Сазанов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Методом конечно-элементного моделирования для поверхностно упрочнённой цилиндрической детали диаметром $D = 10$ мм проведены исследования распределения компонентов остаточного напряжённого состояния вдоль поверхности наименьшего сечения кольцевого надреза и зависимости осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении от глубины и радиуса надреза.

Остаточные напряжения, поверхностное упрочнение, конечно-элементное моделирование, цилиндрическая деталь, компоненты остаточного напряжённого состояния, кольцевой надрез.

Одним из важных вопросов механики остаточных напряжений является установление связи между остаточными напряжениями и сопротивлением деталей усталости. Особую значимость эта задача приобрела в связи с широким применением на практике различных методов поверхностного упрочнения, приводящих к существенному увеличению характеристик сопротивления усталости, особенно в условиях концентрации напряжений.

Известным приёмом, когда невозможно подвергнуть поверхностному пластическому деформированию непосредственно концентратор напряжений, является упрочнение исходной гладкой детали. Затем на неё наносится сам концентратор. Такое упрочнение детали называется опережающим поверхностным пластическим деформированием (ОППД). При таком упрочнении наблюдается заметное повышение сопротивления усталости деталей даже в том случае, когда упрочнённый слой гладкой детали при изготовлении концентратора прорезается полностью. Это обусловлено перераспределением остаточных усилий гладкой упрочнённой детали и возникновением дополнительных сжимающих остаточных напряжений [1,2].

Поэтому при прогнозировании приращения предела выносливости упрочнённых деталей, вызванного положительным влиянием сжимающих остаточных напряжений, актуальной задачей является выбор теории прочности и, соответственно, эквивалентно-

го напряжения. Для решения такой задачи необходимо наличие методики расчёта распределения компонент остаточного напряжённого состояния в области опасного сечения детали с концентратором, который представляет собой надрез определённой геометрической формы.

Известные аналитические методы решения подобных задач имеют ограничение по сложности их постановки и не являются универсальным средством для исследования зависимостей остаточных напряжений от различных параметров. Наиболее универсальным в этих случаях является использование конечно-элементного моделирования с применением современных расчётных комплексов типа NASTRAN, ANSYS. Однако это требует определённых методических разработок в каждом конкретном случае. В частности, наиболее важным вопросом независимо от выбранного расчётного комплекса является выбор метода моделирования остаточных напряжений в упрочнённом слое детали, конечного элемента и его размера в месте концентратора.

В данной работе рассматривается задача исследования распределения компонентов остаточного напряжённого состояния в окрестности наименьшего сечения (дна) кольцевого надреза, а также их зависимости от геометрических параметров надреза для цилиндрической детали, представляющей собой стандартный образец из стали диаметром $D = 10$ мм (рис.1).

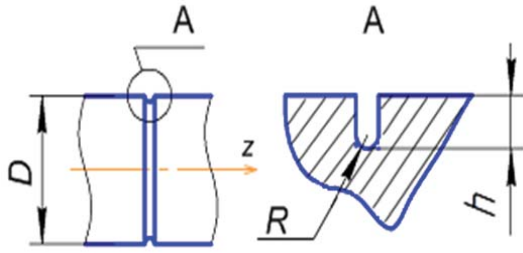


Рис. 1. Расчётная область образца

При решении задачи были приняты следующие условия:

- поверхностный слой детали упрочнён на глубину $a = 0,5$ мм по линейному закону распределения остаточных напряжений (максимальное значение на поверхности, минимальное на глубине $a = 0,5$ мм);

- после поверхностного упрочнения на деталь нанесён концентратор в виде кольцевого надреза глубиной h и радиусом R на его дне (рис. 1), в результате чего в окрестности концентратора происходит перераспределение остаточных напряжений.

Решение и исследование было выполнено методом конечно-элементного моделирования с использованием расчётного комплекса NASTRAN/PATRAN, методические основы применения которого для подобных задач подробно рассмотрены в работе [3].

Эскиз расчётной области образца представлен на рис. 1. Конечно-элементная модель исследуемого образца представляет собой осевое сечение его четверти, что позволяет значительно сократить объём решаемой на ЭВМ задачи. В модели был использован плоский осесимметричный элемент 2D-Solid треугольного типа. Моделирование остаточных напряжений при решении задачи выполнено с использованием метода аналогии с термоупругостью материала путём задания соответствующего закона распределения температурного поля по сечению образца. Граничные условия на левом крае по месту опасного сечения соответствуют условию симметрии. Фрагмент сетки конечно-элементной модели в области опасного сечения приведён на рис. 2.

На рис. 3 для варианта расчёта $h = R = 0,05$ мм представлены графики зависимостей осевых σ_z , радиальных σ_r , окружных σ_θ и касательных τ_{rz} остаточных напряжений вдоль полукруглой поверхности дна надреза по угловой координате θ в диапазо-

не от 0 градусов (точка наименьшего сечения) до 90 градусов (точка перехода линии окружности в прямую линию).

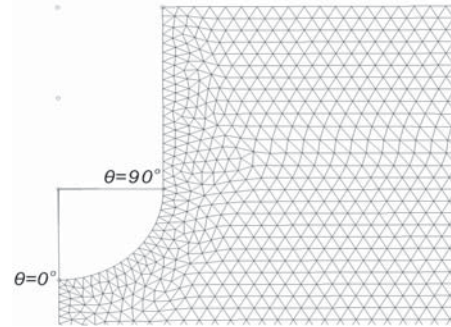


Рис. 2. Фрагмент сетки конечно-элементной модели в окрестности дна надреза

На рис. 4, 5 приведены аналогичные графики для вариантов расчёта $h = 0,108$ мм (промежуточное значение) и $h = 0,216$ мм (данная величина h соответствует критической глубине нераспространяющейся трещины усталости [4, 5]). На рис. 3 – 5 напряжения σ_i представлены в относительных величинах к максимальным значениям осевых σ_{z_0} остаточных напряжений для гладкого образца без надреза.

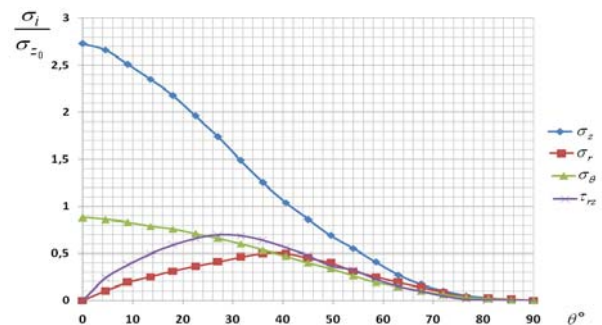


Рис. 3. Зависимости компонентов остаточного напряжённого состояния вдоль поверхности полукруглого надреза при $h = R = 0,05$ мм

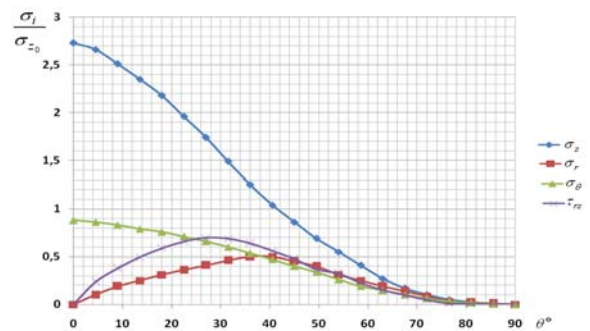


Рис. 4. Зависимости компонентов остаточного напряжённого состояния вдоль поверхности полукруглого надреза при $h = 0,108$ мм

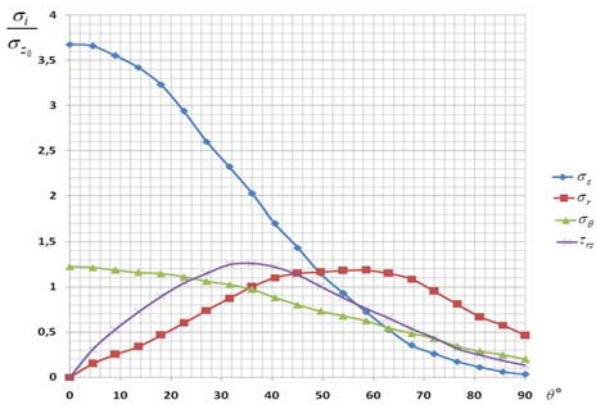


Рис.5. Зависимости компонент остаточного напряжённого состояния вдоль поверхности полукруглого надреза при $h = 0,216$ мм

Из приведённых на рис. 3 – 5 данных видно, что в наименьшем (опасном) сечении образца наибольшими по величине являются осевые σ_z остаточные напряжения. Поэтому они будут оказывать наибольшее влияние на приращение предела выносливости за счёт поверхностного пластического деформирования детали. Действительно, на практике при прогнозировании приращения предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей чаще всего применяется теория наибольших касательных напряжений, а в качестве эквивалентных напряжений используются осевые σ_z остаточные напряжения [3]. Радиальные σ_r и касательные τ_{rz} остаточные напряжения относительно друг друга имеют подобный характер зависимостей: при изменении угловой координаты θ от 0 до 90 градусов они вначале возрастают, а затем, достигнув максимума, уменьшаются. Следует отметить, что в рассмотренных пределах изменения глубины надреза точка максимального значения указанных компонентов при возрастании параметра h смещается в сторону сопряжения криволинейной части надреза с прямолинейной.

В связи с большим влиянием осевых σ_z остаточных напряжений на приращение предела выносливости было проведено исследование зависимости этих напряжений от геометрических параметров кольцевого надреза. Результаты расчёта осевых остаточных напряжений на дне надреза в зависимости от глубины h и радиуса $R = 0,1$ мм, $R = 0,05$ мм и $R=0,025$ мм для образца диаметром $D = 10$ мм в виде графиков представлены на рис. 6.

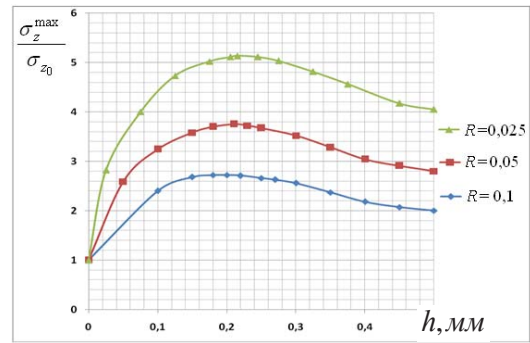


Рис. 6. Зависимости осевых σ_z остаточных напряжений на дне надреза от его глубины h и радиуса R при $D = 10$ мм

Значения напряжений приведены в относительных величинах к максимальным осевым σ_{z0} остаточным напряжениям на поверхности образца без надреза.

Из приведённых на рис. 6 графиков видно, что при уменьшении радиуса надреза R значения осевых σ_z остаточных напряжений в наименьшем сечении возрастают. Для различных радиусов надреза зависимости осевых напряжений носят подобный характер: с увеличением глубины надреза h они вначале возрастают, а затем, достигнув максимума, уменьшаются. Следует отметить, что при этом градиент возрастания осевых остаточных напряжений по абсолютной величине значительно превосходит градиент падения.

Выводы

1. По результатам исследования закономерностей распределения компонент остаточного напряжённого состояния в области наименьшего сечения цилиндрических образцов с кольцевым надрезом после нанесения концентратора на упрочнённую поверхность установлено, что осевые остаточные напряжения имеют наибольшее значение и, следовательно, оказывают наибольшее влияние на приращение предела выносливости.

2. Предложенный метод исследования и расчёта перераспределения остаточных напряжений в области концентраторов любой геометрической формы позволяет найти главные напряжения в любой точке сечения упрочнённой цилиндрической детали и, следовательно, определить эквивалентные напряжения для выбранной теории прочности при прогнозировании предела выносливости.

Библиографический список

1. Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений и наклепа на усталостную прочность [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов // Проблемы прочности. – 1976. – №5. – С. 25–27.
2. Павлов, В.Ф. Влияние характера распределения остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя детали на сопротивление усталости [Текст] / В.Ф. Павлов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1987. – №7. – С. 3–6.
3. Моделирование перераспределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических образцах при опережающем

поверхностном пластическом деформировании [Текст] / В.П. Сазанов, А.В. Чирков, В.А. Самойлов [и др.] // Вестник СГАУ. – Самара: Изд-во СГАУ, 2011. – №3 (27). – Ч. 3. – С. 171-174.

2. Расчёт остаточных напряжений в деталях с концентраторами напряжений по первоначальным деформациям [Текст] / В.Ф. Павлов, А.К. Столяров, В.С. Вакулук [и др.]. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 124 с.

3. Павлов, В.Ф. Остаточные напряжения и сопротивление усталости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.Б. Иванов. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 64 с.

STUDY OF RESIDUAL STRAINED STATE COMPONENTS DISTRIBUTION IN THE SMALLEST SECTION OF SUPERFICIAL HARDENED PART WITH A CIRCULAR CUT BY FINITE-ELEMENTS MODELING METHOD

© 2012 V. P. Sazanov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Residual strained state components distribution along the smallest section of surface hardened cylindrical part diameter $D = 10$ mm with a circular cut and the dependence of axial residual stresses in the smallest section on the depth and radius of the cut have been examined using finite-element modeling.

Residual stresses, superficial hardening, finite element modeling, cylindrical part, residual strained state components, circular cut.

Информация об авторах

Сазанов Вячеслав Петрович, кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Sazanov Vyacheslav Petrovich, candidate of technical sciences, associate professor of strength of materials department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

УДК 621.787:539.319

ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ ОСТАТОЧНОГО НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ В ОКРЕСТНОСТИ НАИМЕНЬШЕГО СЕЧЕНИЯ УПРОЧНЁННОЙ ПОЛОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ДЕТАЛИ С КОЛЬЦЕВЫМ НАДРЕЗОМ

© 2012 В. П. Сазанов, Ю. С. Ларионова, С. А. Колычев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Приведены результаты исследования закономерностей распределения компонентов остаточного напряжённого состояния вдоль поверхности наименьшего сечения кольцевого надреза поверхностно упрочнённой полой цилиндрической детали и результаты исследования зависимости осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении от геометрических параметров концентратора.

Остаточные напряжения, сопротивление усталости, поверхностное упрочнение, конечно-элементное моделирование, полая цилиндрическая деталь, компоненты напряжённого состояния, кольцевой надрез.

Практический опыт поверхностного упрочнения деталей в машиностроении [1,2] показывает, что среди множества факторов на повышение их сопротивления усталости существенное влияние оказывают геометрические размеры. С одной стороны, экспериментально установлено, что с увеличением абсолютных размеров деталей их сопротивление усталости снижается (масштабный эффект). Это объясняется статистической теорией разрушения, в соответствии с которой при увеличении абсолютных размеров возрастает вероятность попадания дефектных зёрен материала в зону повышенных напряжений. Существуют и другие причины, способствующие проявлению масштабного эффекта, например, меньшая неоднородность материала в деталях больших размеров, трудность обеспечения стабильности технологического процесса, условий контроля. С другой стороны, геометрические размеры, определяющие жёсткостные характеристики детали, существенным образом влияют на перераспределение остаточных напряжений в области концентратора, нанесённых после опережающего поверхностного пластического деформирования. В свою очередь, именно это распределение в опасном сечении в зоне концентратора играет главную роль в повышении сопротивления усталости по сравнению с неупрочнённой деталью.

Учёт масштабного фактора, оказывающего влияние на предел выносливости деталей относительно стандартного образца, требует проведения большого количества испы-

таний на усталость образцов увеличенных размеров, в том числе и полых цилиндрических образцов. При распространении результатов этих испытаний на другие типоразмеры актуальной является задача об определении закономерностей перераспределения остаточных напряжений в упрочнённых деталях с концентраторами напряжений определённой формы, нанесёнными после опережающего поверхностного пластического деформирования. По результатам таких исследований проводится обоснование выбора теории прочности и, соответственно, определение эквивалентного напряжения при установлении связи между сжимающими остаточными напряжениями и приращением предела выносливости поверхностно упрочнённой детали, а также вводятся поправочные масштабные коэффициенты по сравнению с малоразмерными образцами.

Получение решения таких задач аналитическим способом затруднительно, а в большинстве практических случаев невозможно. Возможность их решения упрощается при использовании современных расчётных комплексов, реализующих метод конечных элементов в форме перемещений.

Приведённые в работе результаты исследования были выполнены на стальных полых цилиндрических образцах с определёнными размерами наружного и внутреннего диаметра методом конечно-элементного моделирования с использованием расчётного комплекса NASTRAN/PATRAN [3]. На рис. 1 приведён эскиз расчётной части образца.

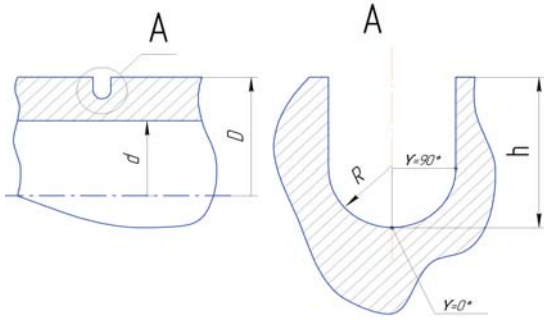


Рис. 1. Расчётная область образца

При проведении расчётов и последующих исследований задача о влиянии закона распределения остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя детали не ставилась. Поэтому были приняты следующие условия:

- поверхностный слой детали упрочнён на глубину $a = 0,5$ мм по линейному закону распределения осевых остаточных напряжений (максимальное значение на поверхности, минимальное на глубине $a = 0,5$ мм);

- после упрочнения на деталь нанесён концентратор в виде кольцевого надреза глубиной h и радиусом R , в результате чего в окрестности концентратора происходит перераспределение остаточных напряжений.

На рис. 2 приведены графики зависимостей осевых σ_z , радиальных σ_r , окружных σ_θ и касательных τ_{rz} остаточных напряжений вдоль полукруглой поверхности дна кольцевого надреза по угловой координате γ (рис. 1) в диапазоне от 0 градусов (точка поверхности наименьшего сечения) до 90 градусов (точка перехода линии окружности в прямую линию) для образца с размерами наружного D и внутреннего d диаметров $D/d = 25/15$ мм/мм и для варианта расчёта при $h = R = 0,05$ мм.

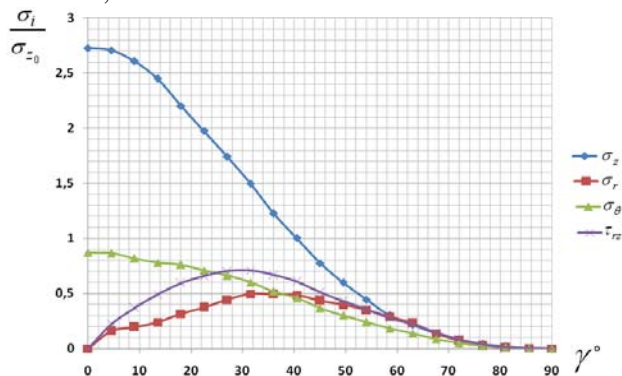


Рис. 2. Зависимости компонентов остаточного напряжённого состояния вдоль поверхности полукруглого надреза при $h = R = 0,05$ мм

На рис. 3, 4 представлены аналогичные графики для вариантов расчёта при $h = 0,235$ мм (промежуточное значение) и $h = 0,469$ мм (данная величина h соответствует критической глубине нераспространяющейся трещины усталости [4, 5]).

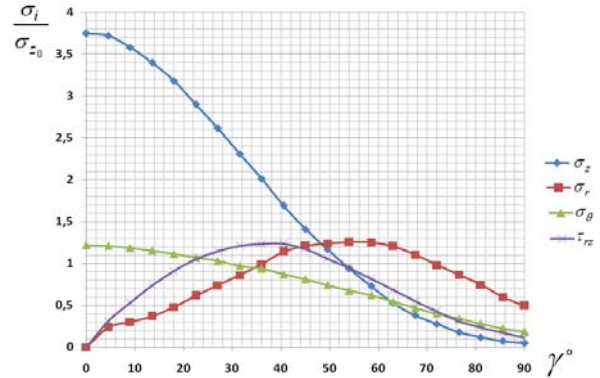


Рис. 3. Зависимости компонентов остаточного напряжённого состояния вдоль поверхности полукруглого надреза при $h = 0,235$ мм

На рис. 2 – 4 компоненты остаточных напряжений σ_i приведены в относительных величинах к максимальным значениям осевых σ_{z_0} остаточных напряжений гладкого образца без надреза.

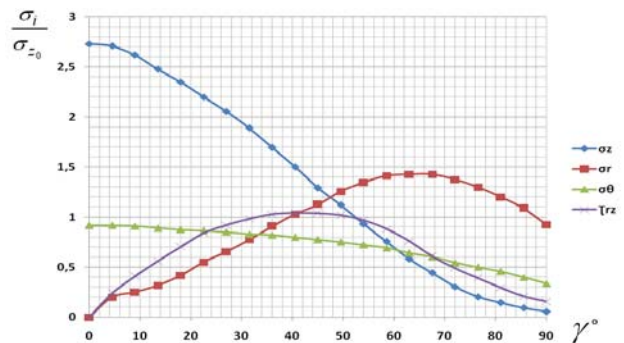


Рис. 4. Зависимости компонентов остаточного напряжённого состояния вдоль поверхности полукруглого надреза при $h = 0,469$ мм

Из приведённых на рис. 2 – 4 графиков зависимостей видно, что осевые σ_z остаточные напряжения в наименьшем сечении по своей величине значительно превосходят остальные компоненты напряжённого состояния. Это подтверждает правильность выбора на практике при прогнозировании приращеня предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей теории наибольших касательных напряжений, а в качестве эквивалентных напряжений – использование осевых σ_z остаточных напряжений в наименьшем сечении детали с концентратором [4, 5].

Компоненты радиальных σ_r и касательных τ_{rz} остаточных напряжений в рассмотренном диапазоне изменения угловой координаты γ имеют зависимость в виде функции с одним экстремальным значением (максимумом). При увеличении глубины надреза точка максимума напряжений смещается в сторону сопряжения криволинейной и прямолинейной частей профиля надреза.

Учитывая важность влияния осевых σ_z остаточных напряжений на предел выносливости поверхностно упрочнённых деталей, было проведено исследование влияния геометрических размеров кольцевого надреза R и h на величину этих напряжений в наименьшем (опасном) сечении образца (детали) с концентратором. Результаты расчётов для полых цилиндрических образцов с размерами $D/d = 25/15$ мм/мм, $D/d = 50/40$ мм/мм, радиусов надреза $R = 0,05$ мм и $R = 0,1$ мм представлены на рис. 5, 6. Значения напряжений также приведены в относительных величинах к максимальным осевым σ_{z_0} остаточным напряжениям на поверхности образца без надреза.

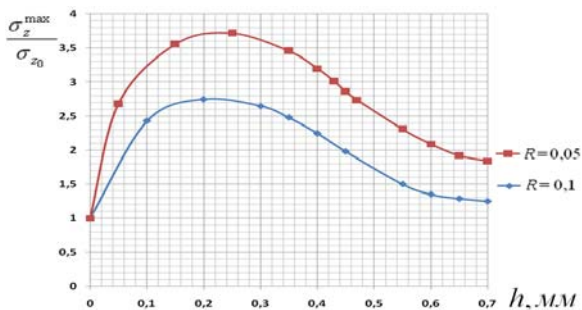


Рис. 5. Зависимости осевых σ_z остаточных напряжений на дне надреза от его глубины и радиуса для образца $D/d = 25 \times 15$ мм

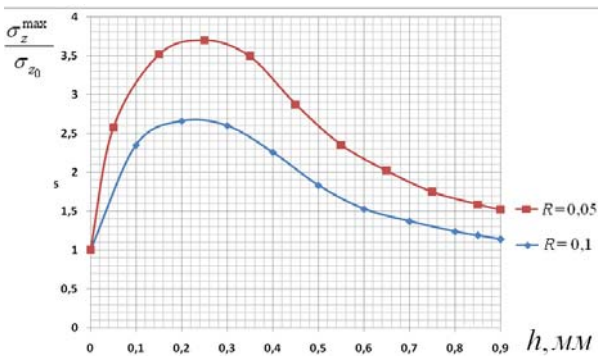


Рис. 6. Зависимости осевых σ_z остаточных напряжений на дне надреза от его глубины и радиуса для образца $D/d = 50 \times 40$ мм

Анализ результатов расчётов, приведённых на рис. 5, 6 показывает, что при уменьшении радиуса надреза R осевые σ_z остаточные напряжения в наименьшем сечении образца (детали) возрастают. Для различных радиусов надреза с увеличением его глубины h осевые остаточные напряжения вначале возрастают, а затем, достигнув максимума, уменьшаются.

Выводы

1. Исследования закономерностей распределения компонент остаточных напряжений в области наименьшего сечения поверхностно упрочнённых полых цилиндрических образцов (деталей) с кольцевым надрезом подтверждают определяющее влияние осевых σ_z остаточных напряжений на приращение предела выносливости.

2. Проведённые исследования зависимости осевых σ_z остаточных напряжений от геометрических параметров кольцевого надреза в полых цилиндрических образцах (деталях) показали, что эта зависимость может быть описана функцией с одной точкой экстремума (максимума).

Библиографический список

1. Биргер, И.А. Остаточные напряжения [Текст] / И.А. Биргер. – М.: Машгиз, 1963. – 232 с.
2. Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений и наклёпа на усталостную прочность [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов // Проблемы прочности. – 1976. – №5. – С. 25–27.
3. Моделирование перераспределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических образцах при опережающем поверхностном пластическом деформировании [Текст] / В.П. Сазанов, А.В. Чирков, В.А. Самойлов, Ю.С. [и др.] // Вестн. СГАУ. – Самара: Изд-во СГАУ, 2011. – №3 (27). Ч. 3. – С. 171-174.
2. Павлов, В.Ф. Остаточные напряжения и сопротивление усталости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.Б. Иванов. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 64 с.
3. Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов // Изв. вузов.–М.: Машиностроение. – 1986. – №8. – С. 29-32.

**RESIDUAL STRESSES DISTRIBUTION REGULARITIES IN THE
SMALLEST SECTION OF HARDENED HOLLOW CYLINDRICAL DETAIL
WITH CIRCULAR CUT**

© 2012 V. P. Sazanov, Y. S. Larionova, S. A. Kolychev

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The results of the residual strained state components distribution along the smallest section of superficial hardened hollow cylindrical part are given. The dependence of axial residual stresses in the smallest section on concentrator geometric parameters have been examined.

Residual stresses, fatigue resistance, superficial hardening, finite element modeling, hollow cylindrical part, stress state components, circular cut.

Информация об авторах

Сазанов Вячеслав Петрович, кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Ларионова Юлия Сергеевна, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Колычев Сергей Александрович, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Sazanov Vyacheslav Petrovich, candidate of technical sciences, associate professor of strength of materials department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

Larionova Yulia Sergeevna, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

Kolychev Sergey Alexandrovich, graduate student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

ОЦЕНКА КРИТИЧЕСКОЙ ГЛУБИНЫ НЕРАСПРОСТРАНЯЮЩЕЙСЯ ТРЕЩИНЫ УСТАЛОСТИ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЁННОЙ ДЕТАЛИ

©2012 В. А. Кирпичёв, О. Ю. Семёнова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье рассматривается зависимость критической глубины нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, возникающей при работе детали на пределе выносливости, от размеров поперечного сечения цилиндрической детали. Приводятся оценки погрешности формул при вычислении значений $t_{кр}$ для сплошных и полых цилиндрических деталей.

Критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, опережающее поверхностное пластическое деформирование, предел выносливости, концентратор напряжений, цилиндрическая деталь.

Для прогнозирования приращения предела выносливости $\Delta p_{-1}(\Delta \sigma_{-1}, \Delta \tau_{-1})$ поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений в работе [1] было предложено использовать критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$:

$$\Delta p_{-1} = \bar{\psi}_p \cdot |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (1)$$

где $\bar{\psi}_p$ ($\bar{\psi}_\sigma, \bar{\psi}_\tau$) – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости детали по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$:

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi; \quad (2)$$

$\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в наименьшем (опасном) сечении детали по толщине y поверхностного слоя; $\xi = y/t_{кр}$ – расстояние от поверхности концентратора до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе поверхностно упрочнённой детали на пределе выносливости (рис. 1).

Чтобы воспользоваться формулами (1) и (2) при прогнозировании предела выносливости упрочнённой детали, необходимо знать значение критической глубины $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости.

В работах [2 – 5] было экспериментально установлено, что значение $t_{кр}$ определяется только размерами наименьшего поперечного сечения детали и не зависит от вида поверхностного упрочнения, материала,

последовательности изготовления и упрочнения концентратора, степени наклёпа, типа и размера концентратора, величины сжимающих остаточных напряжений, типа деформации и асимметрии цикла напряжений.

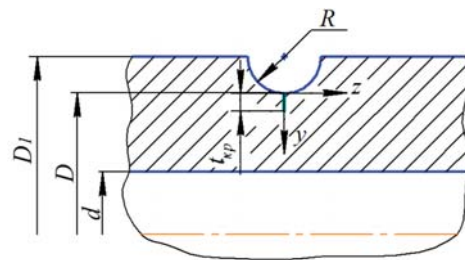


Рис. 1. Цилиндрическая деталь с концентратором и нераспространяющаяся трещина усталости

На основании большого числа экспериментов [2, 4, 5] для сплошных цилиндрических деталей была получена зависимость для $t_{кр}$ в следующем виде:

$$t_{кр} = 0,0216 D, \quad (3)$$

где D – диаметр наименьшего (опасного) поперечного сечения (рис. 1).

Для полых цилиндрических деталей зависимость имеет вид [3 – 5]:

$$t_{кр} = 0,0216 D \left[1 - 0,04 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^2 - 0,54 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right], \quad (4)$$

где d – диаметр отверстия.

Критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ является удобной характеристикой для толщины поверхностного слоя со сжимающими остаточными напряжениями, ответственными за повышение сопротивления многоциклового

усталости поверхностно упрочнённых деталей, так как при прогнозировании предела выносливости таких деталей формулы (3) и (4) дают возможность определять значение $t_{кр}$ без проведения испытаний на усталость.

В связи с тем, что за последние годы было проведено большое количество испытаний на усталость упрочнённых образцов и деталей из разных материалов, имеющих различные размеры и различные типы концентраторов, возникает вопрос о точности аппроксимирующих зависимостей (3) и (4).

Поэтому в настоящем исследовании была поставлена задача анализа погрешности этих формул по данным экспериментов, опубликованных в работах [2 – 6]. Проанализированы результаты испытаний на усталость при изгибе, растяжении-сжатии, кручении образцов и деталей с различными концентраторами напряжений, упрочнённых как до нанесения на деталь концентратора, так и после.

Вначале были рассмотрены случаи опережающего поверхностного пластического деформирования (ОППД) цилиндрических образцов и деталей, когда на упрочнённую гладкую поверхность наносился круговой надрез полукруглого профиля.

В табл. 1 приведены значения $t_{кр}$ по результатам испытаний на многоцикловую усталость [2 – 6] при изгибе, растяжении-сжатии и кручении сплошных цилиндрических образцов после ОППД из различных сталей и сплавов, упрочнённых различными методами на разных режимах: пневмодробеструйная обработка (ПДО), гидродробеструйная обработка (ГДО), обкатка роликом (ОР), обработка микрошариками (ОМ), алмазное выглаживание (АВ). Во всех случаях после упрочняющей обработки на цилиндрические образцы диаметром D_1 наносился круговой надрез полукруглого профиля радиуса R (рис. 1). В табл. 1 представлены опытные значения $t_{кр}^{он}$ критической глубины нераспространяющейся трещины усталости и расчётные значения $t_{кр}^{расч}$, вычисленные по формулам (3) и (4).

В табл. 2 приведены также опытные $t_{кр}^{он}$ и расчётные $t_{кр}^{расч}$ значения критической глу-

бины нераспространяющейся трещины по результатам испытаний на усталость при изгибе полых цилиндрических образцов различного диаметра с надрезами радиуса R после ОППД [3 – 5].

Далее были проанализированы результаты испытаний на усталость при изгибе сплошных образцов из различных материалов с концентраторами в виде V-образных надрезов и галтелей (рис. 2) [4, 5]. Упрочнение образцов с концентраторами в этом случае производилось после нанесения (изготовления) концентратора.

В качестве методов упрочнения использовались обработка микрошариками (ОМ) и азотирование в среде аммиака на двух режимах (А1 и А2), различающихся временем азотирования (6 и 8 ч, соответственно). В табл. 3 приведены опытные $t_{кр}^{он}$ и расчётные $t_{кр}^{расч}$ значения критической глубины нераспространяющейся трещины усталости.

Анализировались также результаты испытаний на усталость при изгибе образцов из стали 45 прямоугольного поперечного сечения с надрезами полукруглого профиля $R = 0,3$ мм [5], нанесёнными на упрочнённую гидродробеструйной обработкой поверхность. Толщина образцов в плоскости изгиба опасного сечения составляла 9,4 и 21,4 мм, а опытные значения $t_{кр}^{он}$ трещины – 0,210 и 0,480 мм, соответственно. Расчётные значения $t_{кр}^{расч}$, вычисленные по формуле (3), составляли соответственно 0,203 и 0,462 мм.

В табл. 4 приведены расхождения ε между опытными $t_{кр}^{он}$ и определёнными по формуле (3) расчётными $t_{кр}^{расч}$ значениями критической глубины нераспространяющейся трещины усталости в случае изгиба для сплошных и полых цилиндрических образцов с надрезами радиуса R после ОППД.

Аналогичные данные получены и для других видов деформаций, образцов, концентраторов, методов поверхностного упрочнения. Следует отметить, что расхождение между $t_{кр}^{он}$ и $t_{кр}^{расч}$ увеличивается с уменьшением диаметра D опасного сечения и достигает для полых цилиндрических образцов 9,1 % (В95 (ПДО), $D_1 = 15$ мм, $D = 14$ мм, $R = 0,5$ мм).

Таблица 1. Значения $t_{кр}$ по результатам испытаний на усталость при изгибе, растяжении-сжатии и кручении сплошных цилиндрических образцов после ОППД

Деформация	D_1 , мм	R , мм	D , мм	Материал, упрочняющая обработка	$t_{кр}^{он}$, мм	$t_{кр}^{расч}$, мм
изгиб	7,5	0,3	6,9	сталь ЭИ961 (АВ)	0,160	0,149
	10	0,3	9,4	стали: 20 (ПДО, ОР), 45 (ГДО, ОР, ОР), 30ХГСА (ГДО, ОР), 12Х18Н10Т (ГДО, ОР), ЭИ961 (ГДО); сплавы: ЭИ437Б (ГДО), В93 (ГДО), Д16Т (ГДО)	0,195–0,209	0,203
	10	0,5	9,0	сталь 20 (ПДО, ОР)	0,192–0,202	0,194
	15	0,3	14,4	стали: 45 (ГДО), 30ХГСА (ГДО, ОР), 12Х18Н10Т (ГДО, ОР); сплавы: В95 (ПДО), Д16Т (ГДО, ОР)	0,300–0,314	0,311
	15	0,5	14,0	сталь 30ХГСА (ОР)	0,300	0,302
	25	0,3	24,4	стали: 20 (ПДО, ОР), 40Х (ГДО); сплав Д16Т (ГДО)	0,508–0,540	0,527
	25	0,5	24,0	сталь 20 (ПДО, ОР)	0,520–0,530	0,515
	25	1,0	23,0	стали: 20 (ПДО, ОР), 40Х (ОР)	0,490–0,510	0,497
	40	0,3	39,4	сплав Д16Т (ГДО)	0,860	0,851
	50	0,3	49,4	сталь 45 (ГДО)	1,064	1,067
растяжение-сжатие	10	0,3	9,4	стали: 45 (ГДО), 30ХГСА (ГДО), ЭИ961 (ГДО); сплав Д16Т (ГДО)	0,198–0,207	0,203
кручение	12	0,35	11,3	сталь 30ХГСА (ГДО)	0,235–0,240	0,244
	12	0,5	11,0	сталь 30ХГСА (ГДО)	0,220–0,235	0,238
	12	0,3	11,4	стали: 40 (ГДО), 30ХГСА (ГДО); сплав В95 (ГДО)	0,240	0,246

Таблица 2. Значения $t_{кр}$ по результатам испытаний на усталость при изгибе полых цилиндрических образцов после ОППД

D_1 , мм	R , мм	D , мм	d , мм	Материал, упрочняющая обработка	$t_{кр}^{он}$, мм	$t_{кр}^{расч}$, мм
15	0,3	14,4	5	стали: 45 (ГДО, ОР), 12Х18Н10Т (ГДО); сплавы: В95 (ПДО), Д16Т (ГДО, ПДО)	0,294–0,310	0,302
15	0,5	14,0	5	сталь 30ХГСА (ОР); сплавы: В95 (ПДО), Д16Т (ПДО)	0,302–0,320	0,293
15	0,3	14,4	8	сталь 45 (ОР)	0,276	0,278
15	0,3	14,4	10	стали: 45 (ГДО, ОР), 12Х18Н10Т (ГДО); сплав Д16Т (ГДО)	0,243–0,257	0,249
15	0,3	14,4	12,4	сталь 45 (ГДО)	0,184	0,195
15	0,5	14,0	10	сталь 30ХГСА (ОР)	0,262	0,236
25	0,3	24,4	10	сталь 40Х (ГДО)	0,520	0,504
25	1,0	23,0	10	сталь 40Х (ОР)	0,494	0,471
25	0,3	24,4	15	стали: 20 (ПДО, ОР), 45 (ГДО)	0,442–0,477	0,453
25	0,5	24,0	15	сталь 20 (ПДО, ОР)	0,438–0,446	0,442
25	1,0	23,0	15	сталь 20 (ПДО, ОР)	0,410–0,420	0,414
25	0,3	24,4	19	сталь 40Х (ГДО)	0,360	0,380
25	1,0	23,0	19	сталь 40Х (ОР)	0,340	0,332
50	0,3	49,4	40	сталь 45 (ГДО)	0,763	0,733
50	0,5	49,0	40	сталь 20 (ОР)	0,710–0,720	0,719

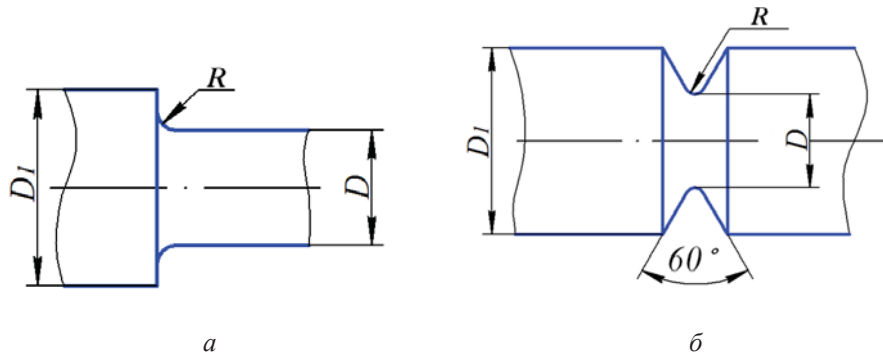


Рис. 2. Рабочая часть образцов с V-образными надрезами (а) и галтелями (б)

Таблица 3. Значения $t_{кр}$ по результатам испытаний на усталость при изгибе образцов с V-образными надрезами и галтелями

Концентратор	D_1 , мм	R , мм	D , мм	Материал, упрочняющая обработка	$t_{кр}^{он}$, мм	$t_{кр}^{расч}$, мм
V-образный надрез	10	0,5	5,0	сталь 38Х2МЮА (А1)	0,110	0,108
	10	2,5	5,0	сталь 38Х2МЮА (А2)	0,103	0,108
	15	0,5	7,5	стали: 45 (ОМ), 30ХГСА (ОМ), ВНС40 (А2)	0,160–0,166	0,162
галтель	17	0,125	10,0	сталь 45 (ОМ)	0,225	0,216
	17	0,10	10,0	сталь 30ХГСА (ОМ)	0,217	0,216
	17	0,15	10,0	сталь 12Х18Н10Т (ОМ)	0,220	0,216
	17	0,08	10,0	сплав Д16Т (ОМ)	0,220	0,216

На основании проведённого анализа результатов испытаний на усталость (табл. 1 – 3) формулы (3) и (4) представляется возможным записать в следующем виде:

– для сплошных образцов (деталей)

$$t_{кр} = 0,0216D \pm C_1 \cdot D; \quad (5)$$

– для полых образцов (деталей)

$$t_{кр} = 0,0216 D \left[1 - 0,04 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^2 - 0,54 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right] \pm C_2 \cdot \left(\frac{d}{D} \right), \quad (6)$$

где C_1 и C_2 – коэффициенты, учитывающие расхождение между $t_{кр}^{он}$ и $t_{кр}^{расч}$, значения которых представлены в табл. 4.

Таблица 4. Средние значения коэффициентов C_1 и C_2 в зависимости от диаметра сплошных и полых цилиндрических образцов с надрезом после ОППД

Тип образцов	D_1 , мм	R , мм	D , мм	d , мм	ε , %	C_1	C_2 , мм
сплошные	7,5	0,3;	6,9	–	7,4	$11,6 \cdot 10^{-4}$	–
	10	0,3; 0,5	9,4; 9,0	–	4,1	$8,7 \cdot 10^{-4}$	–
	12	0,3; 0,35; 0,5	11,4; 11,3; 11,0	–	1,3	$7,6 \cdot 10^{-4}$	–
	15	0,3; 0,5	14,4; 14,0	–	3,1	$4,3 \cdot 10^{-4}$	–
	25	0,3; 0,5; 1,0	24,4; 24,0; 23,0	–	2,8	$3,6 \cdot 10^{-4}$	–
	40	0,3	39,4	–	1,1	$2,3 \cdot 10^{-4}$	–
полые	50	0,3	49,4	–	0,3	$0,6 \cdot 10^{-4}$	–
	15	0,3; 0,5	14,4; 14,0	5,0-12,4	4,8	–	$30,5 \cdot 10^{-3}$
	25	0,3; 0,5; 1,0	24,4; 24,0; 23,0	10-19	3,1	–	$26,1 \cdot 10^{-3}$
	50	0,3; 0,5	0,3; 0,5	40	2,8	–	$24,3 \cdot 10^{-3}$

Из приведённых в табл. 4 данных видно, что с увеличением диаметра образца коэффициенты C_1 и C_2 уменьшаются, то есть с увеличением размера опасного сечения об-

разцов (деталей) точность определения критической глубины $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости по формулам (3) и (4),

(5) и (6) увеличивается.

Для образцов с V-образными надрезами и галтелями (табл. 3) коэффициент C_1 в среднем составил значения $9,0 \cdot 10^{-4}$ и $7,8 \cdot 10^{-4}$ соответственно. Для образцов прямоугольного поперечного сечения с надрезом полукруглого профиля $R = 0,3$ мм коэффициент C_1 оказался равным в среднем $7,9 \cdot 10^{-4}$. Следовательно и для случаев непосредственного упрочнения концентратора (V-образные надрезы, галтели) и образцов (деталей) прямоугольного поперечного сечения коэффициент C_1 в среднем изменяется в тех же пределах, что и для поверхностно упрочнённых цилиндрических образцов (деталей) с такими же размерами опасного поперечного сечения.

Таким образом, результаты проведённого исследования позволят с большей точностью прогнозировать приращение предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений по формуле (2) с использованием критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$, определяемых зависимостью (1). При этом значение критической глубины нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ следует вычислять по формулам (5) и (6).

Выводы

1. Проведённый анализ показал, что расхождение опытных и рассчитанных по формулам (3) и (4) значений критической глубины $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости достигает в рассмотренных случаях 9,1 %.

2. С уменьшением размера наименьшего (опасного) поперечного сечения детали (образца) расхождение между опытными и рассчитанными по формулам (3) и (4) значениями $t_{кр}$ увеличивается.

3. Для полых деталей (образцов) расхождение между опытными и расчётными значениями $t_{кр}$ выше, чем для сплошных де-

талей (образцов).

4. Для определения критической глубины нераспространяющейся трещины усталости предложены расчётные зависимости, учитывающие рассеяние опытных данных.

Библиографический список

1. Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1986. – №8. – С. 29-32.

2. Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали [Текст] / В.Ф. Павлов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – №8. – С. 22-26.

3. Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали [Текст] / В.Ф. Павлов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – №12. – С. 37-40.

4. Павлов, В.Ф. Остаточные напряжения и сопротивление усталости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.Б. Иванов. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 64 с.

5. Павлов, В.Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулук. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

6. Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений на сопротивление усталости при кручении в условиях концентрации напряжений [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов, А.А. Прохоров // Проблемы прочности. – 1988. – №5. – С. 31-33.

SUPERFICIAL HARDENED PART CRITICAL DEPTH OF NON-PROPAGATING FATIGUE CRACK EVALUATION

© 2012 V. A. Kirpichev, O. Yu. Semyonova

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The issue compiling non-propagating fatigue crack critical depth dependence on cylindrical parts transverse sizes is discussed. Evaluation of crack depth calculation formulas is given.

Non propagating fatigue crack critical depth, outstripping superficial plastic deforming, endurance limit, stresses concentrator, cylindrical part.

Информация об авторах

Кирпичёв Виктор Алексеевич, доктор технических наук, профессор, декан факультета летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Семёнова Ольга Юрьевна, старший преподаватель кафедры высшей математики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Kirpichyev Victor Alekseevich, doctor of technical sciences, professor, dean of aircraft faculty, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

Semyonova Olga Yurievna, lecturer of Higher Mathematics Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТОЛЩИНЫ УПРОЧНЁННОГО СЛОЯ ПРИ ОПЕРЕЖАЮЩЕМ ПОВЕРХНОСТНОМ ПЛАСТИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ

© 2012 В. С. Вакулюк

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Установлено, что при опережающем поверхностном пластическом деформировании предел выносливости детали с концентратором тем выше, чем больше толщина упрочнённого поверхностного слоя со сжимающими остаточными напряжениями.

Опережающее поверхностное пластическое деформирование, толщина упрочнённого слоя, остаточные напряжения, деталь с концентратором, предел выносливости.

Исследовалось влияние толщины упрочнённого поверхностного слоя при опережающем поверхностном пластическом деформировании (ОППД) на предел выносливости образцов из стали 20 ($\sigma_s = 522$ МПа, $\sigma_{0,2} = 395$ МПа, $\delta = 26,1\%$, $\psi = 65,9\%$, $S_k = 1416$ МПа) в условиях концентрации напряжений. Для создания упрочнённого слоя различной толщины гладкие образцы диаметром $D = 10$ мм и $D = 25$ мм подвергались пневмодробеструйной обработке (ПДО) дробью диаметром 1,5 – 2 мм при давлении воздуха 0,25 МПа в течение 10 минут, а также обкатке роликом (ОР) диаметром 60 мм и профильным радиусом 1,6 мм при усилии $P = 0,5$ кН и $P = 1,0$ кН с подачей 0,11 мм/об и скоростью вращения образца 400 об/мин. Остаточные напряжения в гладких образцах определялись методом удаления части цилиндрической поверхности [1], а также методом колец и полосок [2]. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине a поверхностного слоя гладких образцов приведено на рис. 1.

Из приведённых на рис. 1 эпюр остаточных напряжений можно видеть, что в образцах диаметром $D = 25$ мм сжимающие остаточные напряжения и глубина их залегания несколько выше, чем в образцах диаметром $D = 10$ мм, за счёт повышения жёсткости образцов с увеличением диаметра. Максимальные сжимающие остаточные напряжения после использованных в исследовании методов поверхностного упрочнения различаются незначительно, составляя после

пневмодробеструйной обработки - 338 МПа ($D = 10$ мм) и - 342 МПа ($D = 25$ мм), а после обкатки роликом - 362 МПа ($D = 10$ мм) и - 364 МПа ($D = 25$ мм). Однако толщина слоя со сжимающими остаточными напряжениями (толщина упрочнённого слоя) различается существенно, составляя после ПДО 0,29 мм ($D = 10$ мм) и 0,33 мм ($D = 25$ мм), после ОР при $P = 0,5$ кН – 0,48 мм ($D = 10$ мм) и 0,52 мм ($D = 25$ мм), а после ОР при $P = 1,0$ кН – 0,69 мм ($D = 10$ мм) и 0,71 мм ($D = 25$ мм). Следовательно, толщина упрочнённого слоя со сжимающими остаточными напряжениями после обкатки роликом при $P = 1,0$ кН превышает соответствующую толщину слоя после пневмодробеструйной обработки в 2,2 – 2,4 раза.

На все неупрочнённые и упрочнённые гладкие образцы фасонным резцом наносились круговые надрезы полукруглого профиля двух радиусов: $R = 0,3$ мм и $R = 0,5$ мм.

Остаточные напряжения в упрочнённых образцах с надрезами определялись как аналитическим, так и численным методами – суммированием дополнительных остаточных напряжений, возникающих за счёт перераспределения остаточных усилий образцов при нанесении надрезов, и исходных остаточных напряжений [3].

Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине a поверхностного слоя наименьшего сечения образцов с надрезами приведено на рис. 2.

Из приведённых на рис. 2 данных видно, что в упрочнённых роликом образцах с надрезами сжимающие остаточные напря-

жения существенно выше как на поверхности, так и по толщине поверхностного слоя наименьшего сечения, чем в образцах, упрочнённых пневмодробеструйной обработкой. Такое различие в распределении оста-

точных напряжений образцов с надрезами обусловлено тем, что толщина упрочнённого поверхностного слоя гладких образцов после обкатки роликом больше, чем после пневмодробеструйной обработки (рис. 1).

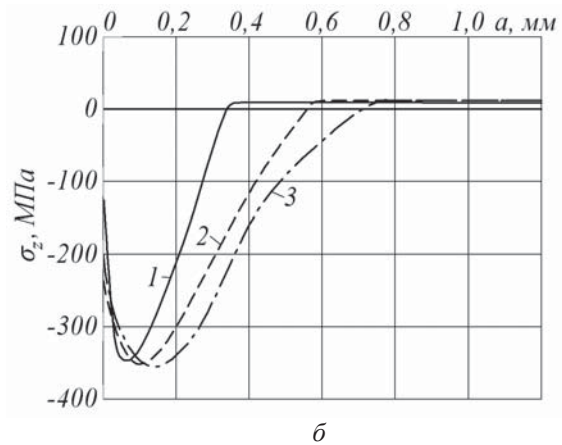
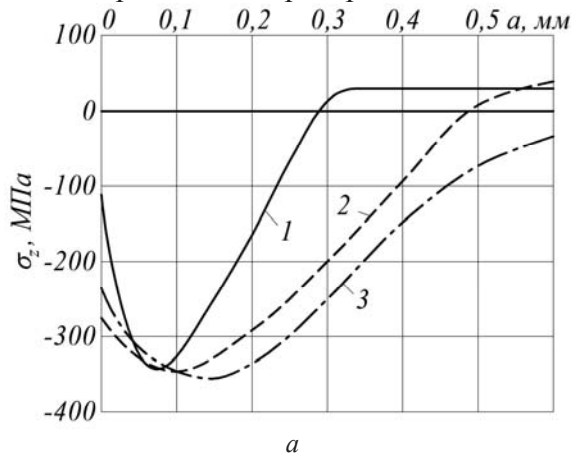


Рис. 1. Осевые σ_z остаточные напряжения в гладких образцах диаметром $D = 10$ мм (а) и $D = 25$ мм (б) после: 1 – ПДО; 2 – ОР, $P = 0,5$ кН; 3 – ОР, $P = 1,0$ кН

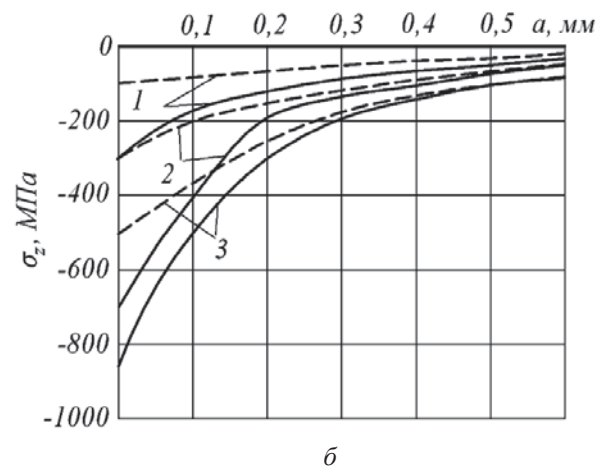
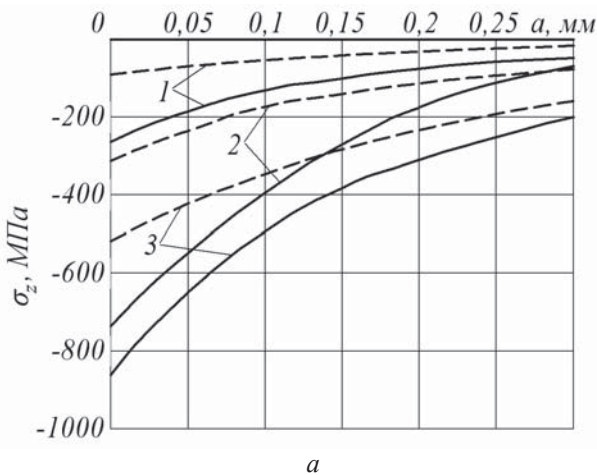


Рис. 2. Осевые σ_z остаточные напряжения в образцах диаметром $D = 10$ мм (а) и $D = 25$ мм (б) с надрезами (— — $R = 0,3$ мм; ---- — $R = 0,5$ мм) после: 1 – ПДО; 2 – ОР, $P = 0,5$ кН; 3 – ОР, $P = 1,0$ кН

Испытания на усталость при изгибе в случае симметричного цикла образцов с надрезами диаметром $D = 10$ мм проводились на машине МУИ-6000, диаметром $D = 25$ мм – на машине УММ-01 [4], база испытаний – $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Результаты определения предела выносливости σ_{-1} приведены в табл. 1. Из приведённых в табл. 1 данных следует, что предел выносливости образцов с надрезами после обкатки роликом существенно выше, чем после пневмодробеструйной обработки.

При радиусе надреза $R=0,3$ мм предел выносливости σ_{-1} образцов после ОР ($P=1,0$ кН) повысился в 2,4 ($D = 10$ мм) и в

1,6 ($D = 25$ мм) раза, а после ПДО только в 1,4 ($D = 10$ мм) и в 1,3 ($D = 25$ мм) раза. С увеличением радиуса надреза до 0,5 мм это различие повышается. Следовательно, при увеличении толщины упрочнённого поверхностного слоя гладких образцов при ОПД предел выносливости образцов с надрезами, нанесёнными на эти гладкие образцы, повышается.

В упрочнённых образцах после испытаний на усталость были обнаружены нераспространяющиеся трещины усталости, которые для образцов диаметром $D = 10$ мм имели концентрическую, а для образцов диаметром $D = 25$ мм – серповидную форму. Концентрическая форма трещины объясня-

ется тем, что испытания образцов диаметром $D = 10$ мм проводились при изгибе с вращением образца, а диаметром $D = 25$ мм – при изгибе в одной плоскости.

На рис. 3, 4 представлены фотографии изломов образцов диаметром $D = 10$ мм (рис. 3) и диаметром $D = 25$ мм (рис. 4), на которых видны нераспространяющиеся трещины усталости 2.

Средняя критическая глубина трещин $t_{кр}$ в образцах, испытанных при напряжении

равных пределу выносливости, составляла при $D = 10$ мм $t_{кр} = 0,201$ мм ($R = 0,3$ мм) и $t_{кр} = 0,197$ мм ($R = 0,5$ мм), при $D = 25$ мм $t_{кр} = 0,525$ мм ($R = 0,3$ мм) и $t_{кр} = 0,523$ мм ($R = 0,5$ мм), что соответствует данным работы [5] о зависимости величины $t_{кр}$ от диаметра опасного сечения образцов и деталей, изготовленных из других сталей и сплавов.

Таблица 1. Результаты испытаний на усталость образцов с надрезами

Диаметр образца D , мм	Надрез R , мм	Неупрочн. образцы σ_{-1} , МПа	Упрочнённые образцы			
			обработка	σ_{-1} , МПа	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_{\sigma}$
10	0,3	110	ПДО	155	-126	0,357
			ОР, $P = 0,5$ кН	230	-337	0,356
			ОР, $P = 1,0$ кН	267,5	-454	0,347
	0,5	120	ПДО	137,5	-48	0,365
			ОР, $P = 0,5$ кН	187,5	-178	0,379
			ОР, $P = 1,0$ кН	250	-333	0,390
25	0,3	107,5	ПДО	137,5	-87	0,345
			ОР, $P = 0,5$ кН	165	-171	0,336
			ОР, $P = 1,0$ кН	175	-202	0,334
	0,5	112,5	ПДО	130	-52	0,337
			ОР, $P = 0,5$ кН	150	-111	0,338
			ОР, $P = 1,0$ кН	172,5	-169	0,355

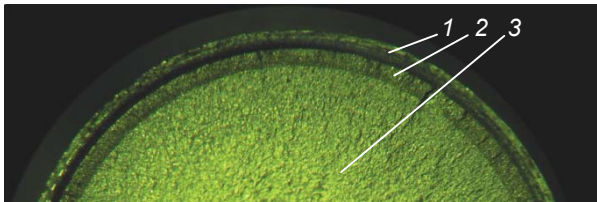


Рис. 3. Излом упрочнённого дробью образца диаметром $D = 10$ мм с надрезом $R = 0,5$ мм: 1 – надрез, 2 – нераспространяющаяся трещина, 3 – зона долома

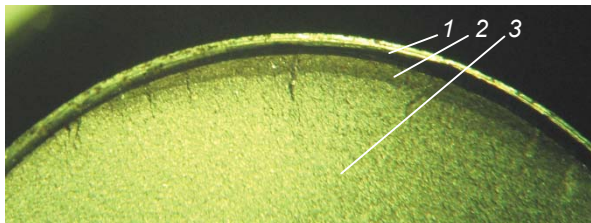


Рис. 4. Излом упрочнённого дробью образца диаметром $D = 25$ мм с надрезом $R = 0,5$ мм: 1 – надрез, 2 – нераспространяющаяся трещина, 3 – зона долома

Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости образцов

с надрезами проводилась по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [5, 6]:

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi,$$

где $\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в наименьшем сечении образца (детали) по толщине a поверхностного слоя; $\xi = a/t_{кр}$ – расстояние от дна надреза до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе образца (детали) на пределе выносливости.

Приращение предела выносливости упрочнённых образцов $\Delta\sigma_{-1}$ при использовании критерия $\bar{\sigma}_{ост}$ определялось по зависимости

$$\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_{\sigma} |\bar{\sigma}_{ост}|,$$

где $\bar{\psi}_{\sigma}$ – коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости по раз-

рушению.

Значения критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ и коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ приведены в табл. 1. Можно видеть, что коэффициент $\bar{\psi}_{\sigma}$ имеет небольшое рассеяние, составляя в среднем для образцов диаметром $D = 10$ мм значение 0,366, для образцов диаметром $D = 25$ мм – 0,341, и незначительно отличается от значения $\bar{\psi}_{\sigma} = 0,36$, установленного в [5] для упрочнённых образцов и деталей с аналогичной концентрацией напряжений. Меньшее в среднем значение коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ для образцов диаметром $D = 25$ мм объясняется, очевидно, большей концентрацией напряжений с увеличением диаметра образца при одном и том же радиусе полукруглого надреза, на что указывалось в работе [7].

Выводы

1. Проведённое исследование показало, что при опережающем поверхностном пластическом деформировании увеличение толщины упрочнённого поверхностного слоя гладких образцов приводит к повышению предела выносливости образцов с надрезами за счёт увеличения сжимающих остаточных напряжений в их опасном сечении.

2. С увеличением диаметра гладких образцов (деталей) при одной и той же поверхностной упрочняющей обработке толщина слоя со сжимающими остаточными напряжениями возрастает за счёт повышения жёсткости образцов при увеличении диаметра.

3. Критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ для образцов из стали 20 диаметром $D=10$ мм и $D=25$ мм соответствует установленный ранее зависимости $t_{кр}$ от диаметра опасного сечения образцов и деталей, изготовленных из других материалов.

Библиографический список

1. Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом снятия части поверхности [Текст] / С.И. Иванов, И.В. Григорьева // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций - КуАИ – Куйбышев, 1971. – Вып. 48. – С. 179-183.
2. Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок [Текст] / С.И. Иванов // Остаточные напряжения -КуАИ – Куйбышев: 1971. – Вып. 53. – С. 32-42.
3. Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом [Текст] / С.И. Иванов, М.П. Шатунов, В.Ф. Павлов // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций - КуАИ – Куйбышев, 1974. – Вып. 1. – С. 88-95.
4. Филатов, Э.Я. Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость [Текст] / Э.Я. Филатов, В.Э. Павловский. – Киев: Наукова Думка, 1985. – 92с.
5. Павлов, В.Ф. Остаточные напряжения и сопротивление усталости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.Б. Иванов. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 64 с.
6. Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1986. – №8. – С. 29-32.
7. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений / В.А. Кирпичёв, А.П. Филатов, О.В. Каранаева [и др.]// Прочность материалов и элементов конструкций. тр. МНТК – Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. – С. 678-685.

THE DEPENDENCE OF DETAIL FATIGUE RESISTANCE ON THE THICKNESS OF HARDENING LAYER UNDER OUTSTRIPPING SUPERFICIAL PLASTIC DEFORMING

© 2012 V. S. Vakuljuk

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The fact, that the part with a concentrator endurance limit under outstripping superficial plastic deforming depends on the hardened surface layer with compressive residual stresses thickness has been established.

Outstripping superficial plastic deforming, hardened layer thickness, residual stresses, part with a concentrator, endurance limit.

Информация об авторах

Вакулюк Владимир Степанович, кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Vakuljuk Vladimir Stepanovich, candidate of technical sciences, associate professor of strength of materials department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: residual stresses mechanics.

МОДЕЛЬ ВОЗДУХОДУВКИ РУТСА

© 2012 Г. О. Белов, М. А. Ермилов, А. Н. Крючков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье приведена динамическая модель воздуходувки Рутса. Для расчётов газовой динамики применён квазистатический подход. Приведены подтверждения адекватности разработанной модели, предложена камера глушения выхлопа воздуходувки.

Воздуходувка Рутса, мгновенный расход, давление, рабочая камера, давление, температура, плотность, математическая модель.

Для моделирования необходимо математически задать профили роторов – для этого нужно разбить профиль ротора воздуходувки Рутса. Сделаем это с помощью концентрических окружностей (рис. 1) в поляр-

ных координатах $(R; \alpha)$ с центром в точке O . Определим α_i , соответствующие R_i по рис. 1, и составим по ним массив, представленный в табл. 1.

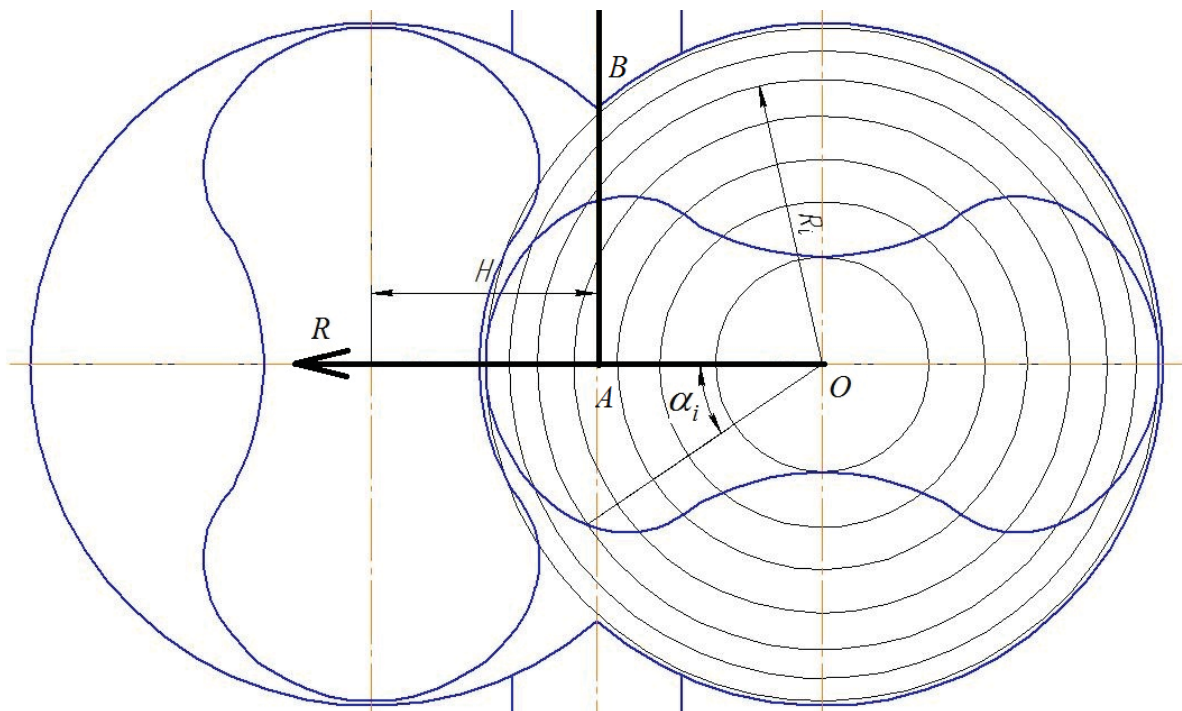


Рис. 1. Разбивка ротора с помощью концентрических окружностей

Таблица 1. Массив данных

	R_i	α_{i1}	α_{i2}	α_{i3}	β_i
1	R_1	α_1	$180^\circ - \alpha_1$	$-\alpha_1$	β_1
-	-	-	-	-	-
i	R_i	α_i	$180^\circ - \alpha_i$	$-\alpha_i$	β_i
-	-	-	-	-	-
N	R_N	α_N	$180^\circ - \alpha_N$	$-\alpha_N$	β_N

Все последующие расчёты ведутся с использованием массива.

Необходимо дополнить таблицу с помощью геометрических границ расчёта β_i (прямая АВ на рис. 1):

$$\beta_i(R_i) = \begin{cases} -\arccos\left(\frac{H}{R_i}\right) & \text{при } R_i \geq H; \\ 0 & \text{при } R_i < H. \end{cases}$$

Теперь в табл. 1 есть все геометрические данные для расчёта рабочего объёма камеры воздухоудвки Рутса.

Далее α_{i1} и α_{i2} даётся приращение 270° и ведётся расчёт по следующей формуле:

$$S_{1j} = \sum_{i=1}^N \Delta S_i, \quad (1)$$

где

$$\Delta S_i = \left[\pi r_i^2 - \pi (r_{i+1})^2 \right] \cdot \frac{1}{360^\circ} \times \begin{cases} \min\{\beta_i; \alpha_{i2}\} - \alpha_{i1} & \text{при } \alpha_{i1} < \beta_i; \\ 0 & \text{при } \alpha_{i1} \geq \beta_i. \end{cases}$$

Расчёт S_1 производится для каждого j -го шага (смещение полости на $\Delta\alpha$ – шаг по углу поворота шестерни).

Далее α_{i1} и α_{i3} даётся приращение 180° и ведётся расчёт:

$$S_{2j} = \sum_{i=1}^N \Delta S_i, \quad (2)$$

где

$$\Delta S_i = \left[\pi r_i^2 - \pi (r_{i+1})^2 \right] \cdot \frac{1}{360^\circ} \times \begin{cases} \min\{0; \alpha_{i1}\} - \max\{\beta_i; \alpha_{i3}\} & \text{при } \begin{cases} 0 > \alpha_{i1} > \beta_i; \\ 0 > \alpha_{i3} > \beta_i; \end{cases} \\ 0 & \text{при } \begin{cases} \alpha_{i1} \leq \beta_i; \\ \alpha_{i3} \geq 0. \end{cases} \end{cases}$$

Расчёт S_2 производится для каждого j -го шага (смещение полости на $\Delta\alpha$ – шаг по углу поворота шестерни).

Объём рассчитывается с помощью (1) и (2):

$$V_j = h \cdot (S_{1j} - S_{2j}), \quad (3)$$

где h – толщина зуба.

Расчёт S_1 , S_2 и V должен производиться на промежутке в 360° .

Далее рассчитывается площадь окна нагнетания, через которую опорожняется рабочая камера воздухоудвки. Для расчёта необходимы следующие значения:

$$\varphi_1 = -\arccos\frac{H-r}{R_1}; \quad \varphi_2 = -\arccos\frac{H}{R_1}; \quad \alpha_{11}; \quad \alpha_{12}.$$

r – радиус выходного патрубка.

Далее α_{11} и α_{12} даётся приращение 270° и ведётся расчёт:

$$S_{Hj} = \begin{cases} \frac{r^2}{2} Y & \text{при } \phi_2 > \alpha_{12} > \phi_1; \\ \frac{\pi r^2}{2} & \text{при } \begin{cases} \alpha_{12} > \phi_2; \\ \alpha_{11} > \phi_1; \end{cases} \\ 0 & \text{при } \begin{cases} \alpha_{12} < \phi_2; \\ \alpha_{11} < \phi_1; \end{cases} \\ \frac{r^2}{2} Y & \text{при } \phi_2 > \alpha_{11} > \phi_1; \end{cases}$$

$$Y = \left(\pi - \frac{2\pi \arccos\left(\frac{H-R_1 \cos \alpha_{12}}{r}\right)}{360^\circ} + \sin \left[2 \arccos\left(\frac{H-R_1 \cos \alpha_{12}}{r}\right) \right] \right)$$

Расчёт S_H производится для каждого j -го шага (смещение полости на $\Delta\alpha$ – шаг по углу поворота шестерни) на промежутке в 360° .

Для расчёта газовой динамики берутся массивы S_H и V , полученные ранее.

На момент открытия окна нагнетания (начало расчёта, когда S_H становится больше 0) давление, температура, масса, плотность газа в рабочей камере, а также расход из неё ($p_0, T_0, m_0, \rho_0, G_0$) определялись следующим образом:

$$p_0 = p_{BX},$$

где p_{BX} – давление газа на входе в воздухоудвку;

$$\rho_0 = \rho_{BX},$$

где ρ_{BX} – плотность газа на входе в воздухоудвку;

$$T_0 = T_{BX},$$

где T_{BX} – температура газа на входе в воздухоудвку;

$$G_0 = \begin{cases} A_1, & \text{если } \left\{ p_0 > p_H; \frac{p_H}{p_0} < \xi_{KP} \right\} \\ A_2, & \text{если } \left\{ p_0 > p_H; \frac{p_H}{p_0} > \xi_{KP} \right\} \\ A_3, & \text{если } \left\{ p_H > p_0; \frac{p_0}{p_H} > \xi_{KP} \right\} \\ A_4, & \text{если } \left\{ p_H > p_0; \frac{p_0}{p_H} < \xi_{KP} \right\} \end{cases}$$

где $A_1 = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \cdot S_0 \frac{p_0}{\sqrt{T_0}}$,

$$A_2 = S_0 \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_0 \rho_0 \left(\left(\frac{p_H}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_H}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)},$$

$$A_3 = -S_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_H \rho_H \left(\left(\frac{p_0}{p_H} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_H} \right)^{\frac{2}{k}} \right)},$$

$$A_4 = -\sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \cdot S_0 \frac{p_H}{\sqrt{T_H}},$$

- p_H - давление нагнетания,
- ρ_H - плотность в полости нагнетания,
- T_H - температура в полости нагнетания,
- ξ_{KP} - критический перепад давления;

$$m_0 = V_0 \rho_0.$$

Для последующих шагов вычислений справедливы следующие зависимости:

$$m_i = m_{i-1} - G_{i-1} \cdot \Delta t,$$

где $\Delta t = \frac{60}{n} \cdot \frac{\Delta \alpha}{360^\circ}$ - итерация по времени;

n - частота вращения ведущего вала;

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_i};$$

$$p_i = p_{i-1} \left(\frac{\rho_i}{\rho_{i-1}} \right)^k;$$

$$T_i = T_{i-1} \left(\frac{p_{i-1}}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Расчёт G_i производится аналогично G_0 при соответствующей замене в выражениях S_0, p_0, T_0, ρ_0 на S_i, p_i, T_i, ρ_i . Расчёт прекращается, когда S_H становится равным 0. Полученную зависимость $G(\alpha)$ нужно взять ещё три раза (чтобы получить расход от всех четырёх рабочих камер), каждый раз смещая её на фазу 90° и сложить все четыре массива. В результате получится мгновенная подача воздухоудовки Рутса.

Была исследована поверочная установка счётчиков расхода газа. Для того, чтобы разработать эффективную конструкцию камеры заглушения в помещении с установкой (рис. 2), было необходимо рассчитать пульсации расхода в нагнетающей магистрали установки и построить их спектрограммы.



Рис. 2. Стенд, оснащённый воздухоудовками Рутса

Расчёт производился с помощью приведённой выше модели, которая была реализована в Excel. На рис. 3, 4 показаны зависимости мгновенной подачи двух разных воздуходувок Рутса, установленных на испыта-

тельном стенде ОАО «Метрология и автоматизация» от угла поворота ведущего вала.

С помощью быстрого преобразования Фурье были получены спектрограммы пульсаций расхода обеих воздуходувок, которые представлены на рис. 5, 6.

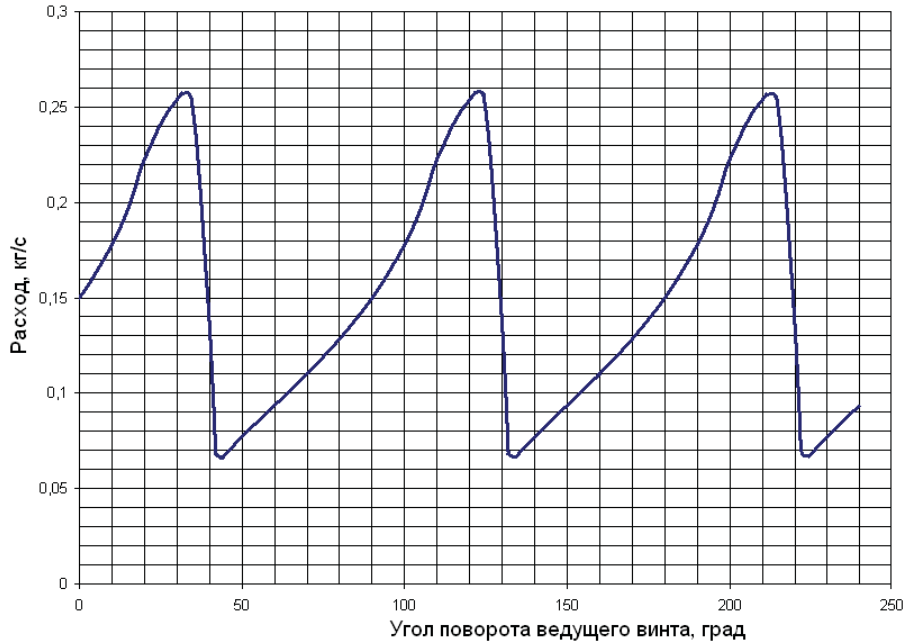


Рис. 3 Мгновенная подача воздуходувки Рутса 2AF53M2-MH50-10,68-3-11 (3000об/мин). Коэффициент неравномерности для этого агрегата составил 2

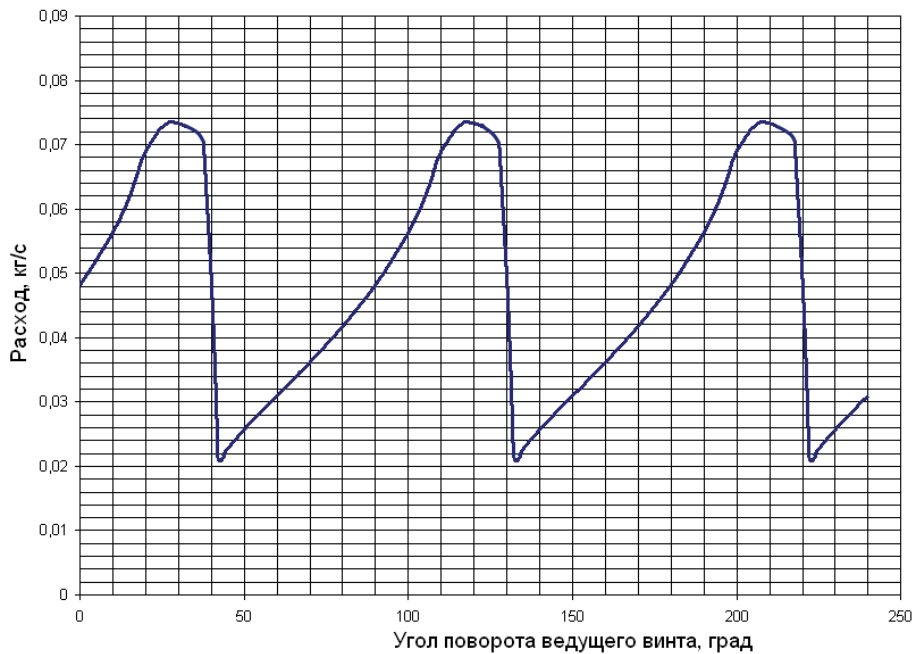


Рис. 4 Мгновенная подача воздуходувки Рутса 2AF51M1-MH50-2,52-1,5-4 (1500об/мин). Коэффициент неравномерности для этого агрегата составил 1,5

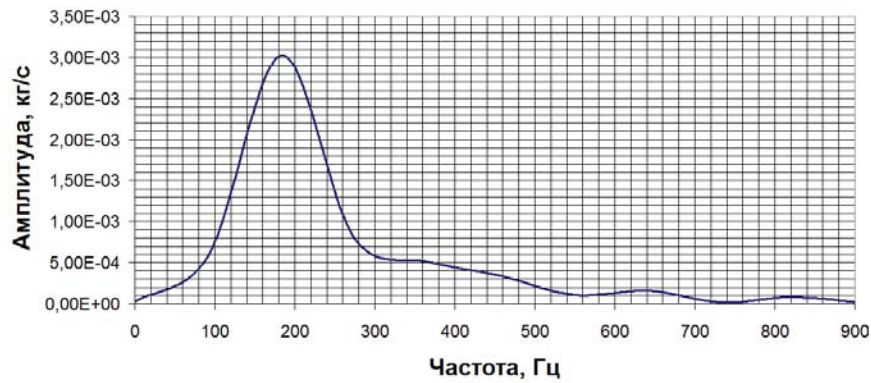


Рис. 5. Спектр мгновенной подачи воздуходувки Рутса 2AF53M2-МН50-10,68-3-11

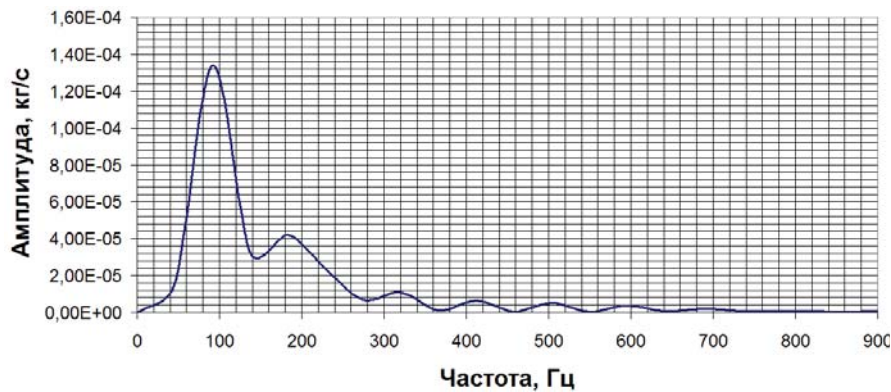


Рис. 6. Спектр мгновенной подачи воздуходувки Рутса 2AF51M1-МН50-2,52-1,5-4

Измерение шума непосредственно на объекте показало преобладание в спектре шума гармоник на частотах 100 и 200 Гц, что косвенно подтверждает разработанную математическую модель.

Для установки была предложена камера глушения, позволяющая снизить воздушный шум. Анализ данных, представленных на рис. 5, 6, показал, что максимальные амплитуды у гармоник с частотами 100 Гц, 200 Гц. Это соответствует гармоникам, создаваемым воздуходувками Рутса. Основная часть звуковой энергии в таких случаях обычно передаётся по трубам и создаёт большой шум на выхлопе, о чем свидетельствуют измерения. Но не стоит забывать о том, что корпус компрессора и электродвигатель, вибрируя при работе, как правило, создают шум на тех же частотах. Именно поэтому сами производители компрессоров часто комплектуют или предлагают за отдельную плату шумоизолирующие кожухи. Схема разработанной камеры глушения выхлопа воздуходувки Рутса приведена на рис. 7.

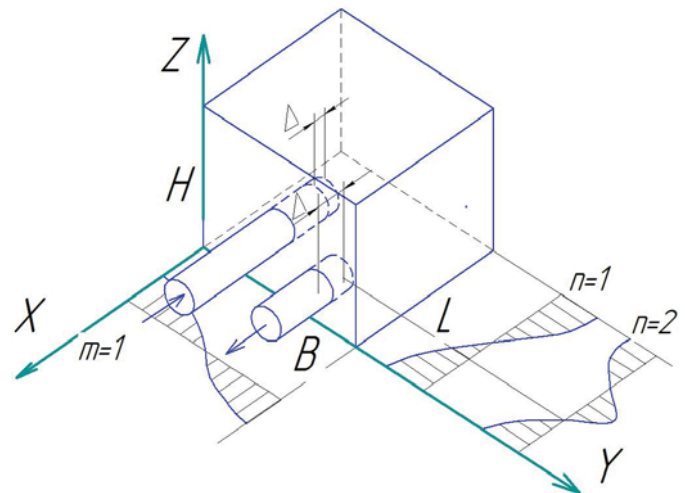


Рис. 7. Схема разработанной камеры глушения выхлопа воздуходувки Рутса

Таким образом, разработана математическая модель воздуходувки Рутса, учитывающая конструктивные и режимные параметры, свойства рабочего газа и позволяющая рассчитывать мгновенную производительность. Разработана камера глушения выхлопа установки, содержащей четыре воздуходувки Рутса.

SIMULATING OF ROOTS COMPRESSOR

© 2012 G. O. Belov, M. A. Ermilov, A. N. Kryuchkov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The dynamic model of a Roots compressor is given in article. Also indirect confirmations of adequacy of the developed model are given in article and the chamber of muffling of an exhaust of a compressor.

Roots compressor, instant expense, pressure, working chamber, pressure, temperatura, density, mathematical model.

Информация об авторах

Белов Глеб Олегович, кандидат технических наук, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: glebbelov@mail.ru. Область научных интересов: гидравлика, пневматика.

Ермилов Михаил Анатольевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: juk-suchodol11@yandex.ru. Область научных интересов: гидравлика, пневматика.

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kan@ssau.ru. Область научных интересов: виброакустика машин.

Belov Gleb Olegovich, Candidate of Technical Sciences, assistant of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: glebbelov@mail.ru. Area of Research: fluid power.

Ermilov Mikhail Anatolievich, postgraduate student of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: juk-suchodol11@yandex.ru. Area of Research: fluid power.

Kryuchkov Alexander Nikolaevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: kan@ssau.ru. Area of Research: acoustics.

УДК 534.2

РАСЧЁТ ОПТИМАЛЬНОЙ РАБОЧЕЙ ЧАСТОТЫ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА С ГОТОВОЙ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЧАСТЬЮ И ЗАДАННОЙ НАГРУЗКОЙ

© 2012 Г. В. Воротников, А. Н. Крючков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Рассмотрен термоакустический генератор, состоящий из термоакустического двигателя на основе бегущей волны и линейного электрогенератора 1S102МА с резистивной нагрузкой 80 Ом. С использованием метода электромеханических аналогий определена частота рабочей точки при максимальной электрической мощности и различной амплитуде давления. Результаты вычислений сопоставлены с расчётами специализированной программы DeltaE.

Термоакустика, термоакустический двигатель, термоакустический электрогенератор, электромеханическая аналогия.

Термоакустические устройства привлекательны тем, что имеют минимум подвижных механических частей (или вообще их не имеют), что увеличивает технологичность их производства, срок эксплуатации и снижает затраты на изготовление по сравнению с механическими аналогами. В двигателе на основе бегущей волны часть рабочего газа претерпевает термодинамический цикл, близкий к циклу Стирлинга, что свидетельствует о высокой обратимости такой системы и в будущем позволит занять нишу в семействе тепловых двигателей.

Между тем производство таких систем, несмотря на кажущуюся простоту устройства, связано с рядом трудностей. Первые сложности возникают на этапе проектирования установки. Акустическая цепь обладает рядом взаимовлияющих параметров, так что проектировщику очень сложно определить оптимальные рабочие характеристики и соответствующую им геометрию установки. Но даже после того, как всё рассчитано, построенная экспериментальная установка часто оказывается далёкой от проектных параметров. Это объясняется тем, что как любая околорезонансная система, термоакустическая установка обладает узким диапазоном изменения рабочих параметров, в котором она может эффективно функционировать. В таких случаях особенно важно качественно представлять, как влияет на систему изменение того или иного параметра и предусмотреть эффективные методы настройки уста-

новки.

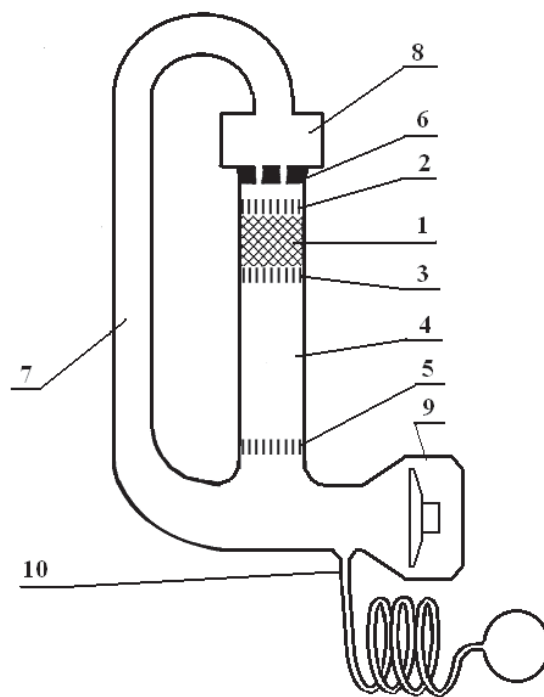


Рис. 1. Схема термоакустического электрогенератора. 1 – регенератор; 2 – холодный теплообменник; 3 – горячий теплообменник; 4 – термическая буферная трубка; 5 – вспомогательный холодный теплообменник; 6 – струйные диоды, 7 – инерционная трубка; 8 – податливость, 9 – узел альтернатора, 10 – согласующая цепь

В данной работе для определения оптимальной рабочей частоты проектируемого термоакустического электрогенератора используется метод электромеханической аналогии. В публикациях анализ термоакустических систем строится на основе вычислений, выполненных пакетом DeltaE,

который разработан в Лос-Аламосской Национальной лаборатории (США). DeltaE обладает более высокой точностью по сравнению с методом электромеханических аналогий, но не всегда позволяет реально оценить степень воздействия определяющих параметров на поведение системы. Это связано с использованием в программе метода стрельбы, который, как и все итерационные методы, при наличии в системе нескольких параметров имеет плохую сходимость.

1. Установка

Термоакустический генератор состоит из двух основных узлов: термоакустического двигателя и линейного электродинамического генератора переменного тока (альтернатора) (рис. 1). Термоакустический двигатель представляет собой замкнутый канал круглого сечения, в котором последовательно размещены: холодный теплообменник, регене-

ратор, горячий теплообменник и буферная трубка с вспомогательным холодным теплообменником. Петля замыкается узкой “инерционной трубкой”, которая постепенно переходит в широкую трубку с большой акустической податливостью. В качестве альтернатора был выбран 1S102MA производства CFIC Inc. Он снабжён поршнем, который имеет со стенкой зазор в 15мкм.

Поскольку термоакустический двигатель способен эффективно функционировать лишь в узком интервале нагрузок, определение характеристик установки выполнялось при наличии внешней электрической нагрузки. В качестве нагрузки использовался резистор $R_H = 80$ Ом, который мог рассеивать мощность, превышающую допустимую для альтернатора.

Таблица 1. Характеристики 1S102MA

Площадь поршня	A	2.17e-3	м ²
Предельная амплитуда перемещения поршня	ξ	5.e-3	м
Подвижная масса	M	0.5	кг
Механическое трение	Rm	3.5	Н·с/м
Жёсткость подвески	K	4.2e+4	Н/м
Внутренняя электрорезистивность	R _e	7	Ом
Индуктивность катушки	L	0.11	Гн
Коэффициент электромеханической связи	Bl	60	Тл·м

Таблица 2. Характеристики термоакустического двигателя (рис. 1)

Приведённая длина трубки 7	0.43	м
Площадь поперечного сечения трубки 7	7,85e-5 – 1.6e-3	м ²
Приведённая длина трубки 8	0.07	м
Площадь поперечного сечения трубки 8	1.6e-3 – 7.85e-3	м ²
Площадь поперечного сечения трубки 4	1.52e-3	м ²
Длина трубки 4	0.15	м
Среднее давление	3.0e+6	Па
Резистивность теплообменного узла с диодами	9.e+6	Па·с/м ³

Задача сводилась к определению рабочей частоты и амплитуды давления, при которых электродинамический преобразователь с нагрузкой будет рассеивать максимальную электрическую мощность без ущерба для альтернатора. При этом КПД установки должен быть достаточно высоким.

Ещё одним условием метода должна быть максимальная простота расчётных схем, чтобы использовать его для предпроектной проработки аналогичных установок. Геометрия теплообменного узла (1-3 рис. 1) и буферной трубки 4 определена согласно рекомендациям [1]. Из конструктивных

соображений заданы длины инерционной трубки 7 и податливости 8. Поэтому основными переменными для оптимизации выступали диаметры трубок 7 и 8, и импеданс цепи 10.

2. Моделирование

Прибегая к определённым упрощениям и используя принципы электромеханической аналогии, термоакустический электрогенератор можно представить в виде схемы сосредоточенных элементов (рис. 2).

Здесь символом R обозначены резистивные элементы, C – податливости, L – инерционности, Z – сложные импедансы. Таким образом, термоакустический двигатель на схеме представлен инерционностью L_A инерционной трубки 7 (рис. 1), податливостью C_A широкого участка 8, податливостью C_{bt} буферной трубки 4, резистивностью R_A и источником для теплообменного блока 1-3.

Поскольку податливость трубки 8 при такой геометрии сопоставима с податливостью прилегающих к ней элементов, для отражения истинной картины в C_A были включены податливость трубки 7 и регенератора 1.

Акустическая податливость и инерционность определяются следующими выражениями

$$C = \frac{V}{\rho_m}, \quad (1)$$

$$L = \frac{\rho_m l}{A}, \quad (2)$$

где p_m и ρ_m - давление и плотность газа в отсутствие колебаний, γ - показатель адиабаты, V – объём податливости, l и A – длина и площадь сечения трубки.

Резистивность регенератора представлена упрощённым выражением, полученным на основании формулы Бакхауса-Свифта [2]:

$$R_A = \frac{6\mu_x l}{Ar_h^2} \cdot \frac{1}{b+2} \cdot \frac{\theta^{b+2} - 1}{\theta - 1}, \quad (3)$$

где μ_x - вязкость газа на холодном конце регенератора, θ - отношение температур газа на горячем и холодном концах, r_h - гидравлический радиус, b - показатель степени из формулы вязкости $\mu(T) = \mu_x (T/T_x)^b$ (для гелия равен 0,68).

Резистивность щели рассчитывалась на основании выражения для малых чисел Рейнольдса

$$R_B = \frac{6\mu l}{Ar_h^2}. \quad (6)$$

Узел альтернатора 9 представлен акустическим импедансом Z_D электродинамика, сопротивлением щели R_B между поршнем и корпусом и податливостью C_B объёма, расположенного за поршнем.

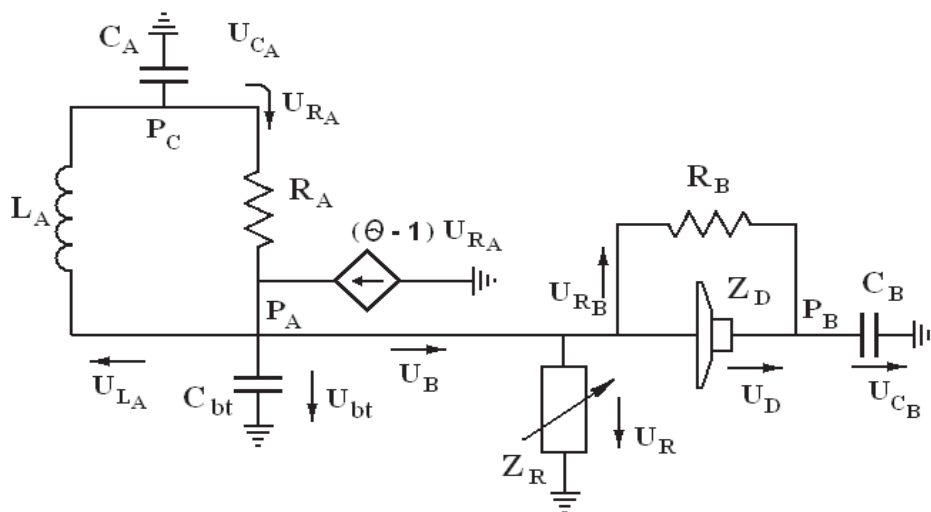


Рис. 2. Схематическое представление термоакустического электрогенератора в четырёхполюсниках

Если представить электродинамик с электрической нагрузкой Z_H в качестве четырёхполюсника, то его акустический импеданс определяется выражением

$$Z_D = Z_m + \frac{1}{A^2} \frac{Bl^2}{Z_e + Z_H}, \quad (5)$$

где механическая составляющая

$$Z_m = \frac{1}{A^2} \left[R_m + i \left(\omega M - \frac{K}{\omega} \right) \right]. \quad (6)$$

Собственный электрический импеданс электродинамического преобразователя складывается из электрической резистивности R_e и индуктивного сопротивления катушки L :

$$Z_e = R_e + i\omega L. \quad (7)$$

Величины A , R_m , M , K , R_e , L являются паспортными данными альтернатора (табл. 1), ω - циклическая частота. Если предположить, что максимально допустимая акустическая мощность, поглощаемая электродинамиком, достигается при смещениях поршня, близких к предельным, то выражение для такой мощности можно записать в виде

$$E_D = \frac{1}{2} |U_D|^2 \operatorname{Re}[Z_D] = \frac{1}{2} \xi^2 \omega^2 A^2 \operatorname{Re}[Z_D], \quad (8)$$

где ξ - предельное смещение поршня, Re означает вещественную часть комплексной величины.

Выражение для внутреннего КПД электродинамика с нагрузкой имеет вид

$$\frac{E_{el}}{E_D} = \frac{|V|^2 \operatorname{Re}[1/Z_H]}{|U|^2 \operatorname{Re}[Z_D]} = \frac{Bl^2}{A^2} \frac{\operatorname{Re}[Z_H]}{[Z_H + Z_e]^2 \operatorname{Re}[Z_H]}, \quad (9)$$

где $|V|$ - амплитуда электрического напряжения.

На рис. 3,4 приведены графики, построенные согласно (8) и (9). Графики дают представление о верхних пределах мощности и внутреннего КПД электродинамика с нагрузкой на предполагаемом частотном диапазоне. Из рис. 3 следует, что на частотах свыше 90 Гц предельные мощности уже должны ограничиваться не максимальным

ходом поршня, а максимальной электрической мощностью альтернатора.

В действительности выражение (8) показывает максимально допустимую акустическую мощность на альтернаторе, которую термоакустический двигатель не всегда способен обеспечить.

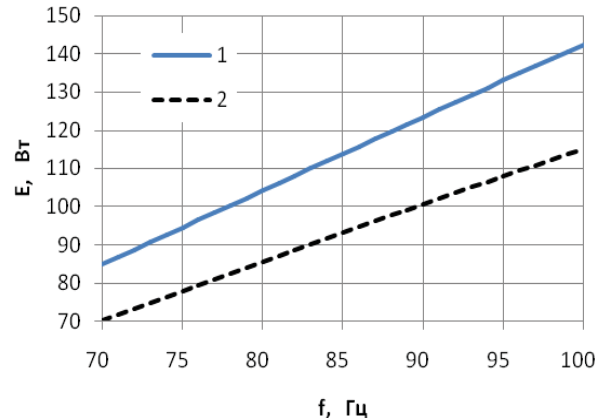


Рис. 3. Мощность, как функция частоты при постоянной электрической нагрузке в 80 Ом. 1 - акустическая мощность E_D , поглощаемая электродинамиком, 2 - электрическая мощность E_{el} , рассеиваемая нагрузкой

В случае реальной конструкции правая часть графиков рис.3 пойдёт менее круто, а затем и вовсе на убыль из-за резкого уменьшения акустической мощности, достигающей альтернатора при отдалении от резонанса.

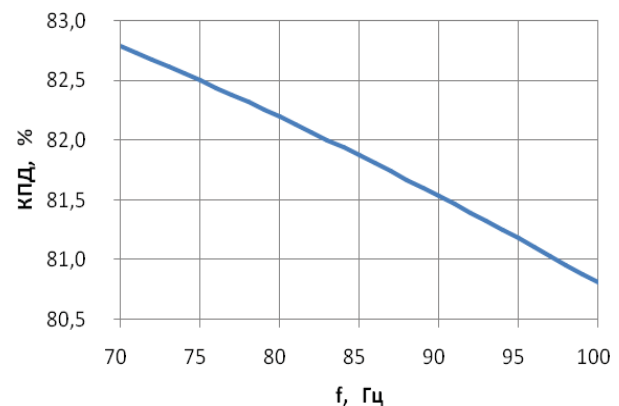


Рис. 4. КПД = E_{el} / E_D как функция частоты при постоянной электрической нагрузке в 80 Ом

Исходя из схемы сосредоточенных элементов (рис. 2) на основании уравнений Кирхгофа можно составить систему уравнения для определения неизвестных локальных параметров P и U .

Мощность, достигающая альтернатора, определяется геометрией волноводов:

$$E_D = \frac{1}{2} |P_A - P_B|^2 = \frac{1}{2} |P_c|^2 \left| \frac{\frac{1}{Z_{C_B}} \frac{1}{Z_{R_A} + \frac{1}{Z_{L_A} + \frac{1}{Z_{C_A}}}}{\frac{1}{Z_{R_B}} + \frac{1}{Z_{C_B}} + \frac{1}{Z_D}} \frac{1}{\frac{1}{Z_{R_A}} + \frac{1}{Z_{L_A}}}}{\operatorname{Re} \left[\frac{1}{Z_D} \right]} \right| \quad (10)$$

Поскольку при такой грубой дискретизации схемы двигателя трудно рассчитывать на приемлемую точность локальных импедансов, выражение (10) можно использовать лишь для определения возможности существования установки с такой геометрией.

Таким образом, методика расчёта сводится к следующему:

1. На основании (8) для заданной частоты определяем E_D при максимальном ходе поршня.
2. Для заданной частоты и E_D на основании (10) при фиксированном P_C , сканируя весь диапазон переменной Z_{C_A} , определяем значения Z_{L_A} , которые имеют реальный физический смысл (мнимая и вещественная части положительны).
3. Повторяем пп.1, 2 для всего диапазона частот и значений P_C .
4. Выбираем для каждого P_C минимальные значения частоты, для которых существует Z_{L_A} .

В заключении остаётся проверить, существует ли для выбранного диапазона цепь настройки ($\operatorname{Re}[Z_R] > 0$) согласно выбранной схеме:

$$\frac{1}{Z_R} = \frac{1}{Z_B} - \frac{1}{Z_{alt}} \quad (11)$$

Здесь импеданс альтернатора

$$Z_{alt} = \frac{Z_{R_B} Z_D}{Z_{R_B} + Z_D} + Z_{C_B}, \quad (12)$$

импеданс части установки без двигателя

$$Z_B = - \frac{\frac{1}{Z_{L_A}} + \frac{1}{Z_{R_A}} + \frac{1}{Z_{C_A}}}{\frac{1}{Z_{L_A} Z_{bt}} + \frac{1}{Z_{R_A} Z_{bt}} + \frac{1}{Z_{L_A} Z_{C_A}} + \frac{\theta}{Z_{R_A} Z_{C_A}} + \frac{1}{Z_{C_A} Z_{bt}}}, \quad (13)$$

где θ - коэффициент усиления скорости на регенераторе (для бегущей волны примерно равен отношению горячей и холодной температур на концах регенератора)

3. Сравнение результатов

Результаты оценки оптимальной рабочей точки сравнивались с результатами расчётов в DeltaE. Расчётная модель в DeltaE, кроме распределённых резистивностей, содержала различные местные потери: на поворот потока, на струйных диодах, из-за изменения поперечного сечения волновода.

Для обеспечения сходимости при параметрических исследованиях в DeltaE была поставлена задача по достижению наибольшей электрической мощности на произвольной нагрузке без превышения допустимого хода поршня электродинамика. В качестве переменных для такой оптимизации выбирались диаметры трубок 7 и 8 (рис.1) и длина трубки согласующей цепи 10. При этом площадь её поперечного сечения составляла 3,37 см², а объём податливости на конце трубки составлял 1 л. По мере получения решений отобраны те, которые соответствуют электрической нагрузке в 80 Ом. Полученные в DeltaE зависимости максимальной мощности от частоты приведены на рис. 5.

Существенным фактором, ограничивающим возможности установки, является верхний температурный предел на горячем конце регенератора.

С одной стороны, чем больше отношение температур T_r/T_x , тем большее КПД установки можно получить. С другой стороны, это связано с вопросами ползучести материалов корпуса и теплообменников. Поэтому в DeltaE ограничен диапазон отношения температур 3 – 3,3. При температуре холодного конца в 325 К это соответствует диапазону горячих температур 975 – 1073 К.

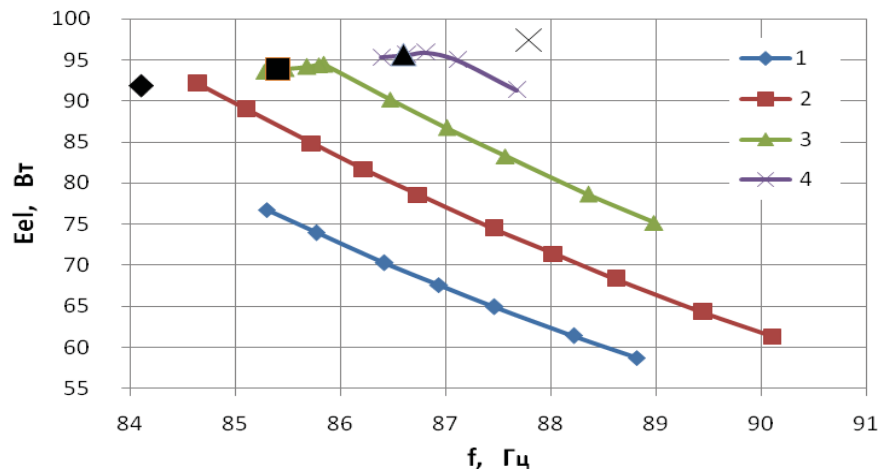


Рис. 5. Максимальная электрическая мощность электродинамика, как функция частоты при различных значениях амплитуды давления на входе в теплообменный узел. 1 - $P_C = 0.13$ МПа. 2 - $P_C = 0.14$ МПа. 3 - $P_C = 0.15$ МПа. 4 - $P_C = 0.16$ МПа. Отдельными соответствующими чёрными значками обозначены результаты расчёта по представляемой методике

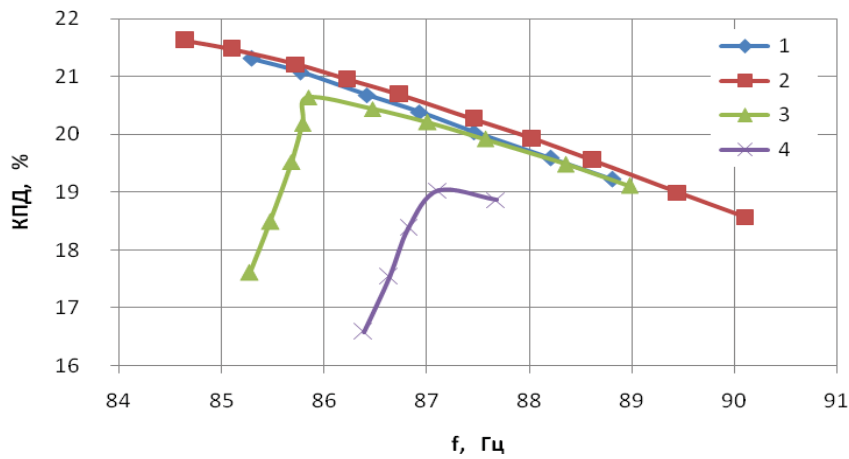


Рис. 6. КПД термоакустического электрогенератора с нагрузкой 80 Ом при максимальной электрической мощности на электродинамике, как функция частоты, при различных значениях амплитуды давления на входе в теплообменный узел. 1 - $P_C = 0.13$ МПа. 2 - $P_C = 0.14$ МПа. 3 - $P_C = 0.15$ МПа. 4 - $P_C = 0.16$ МПа

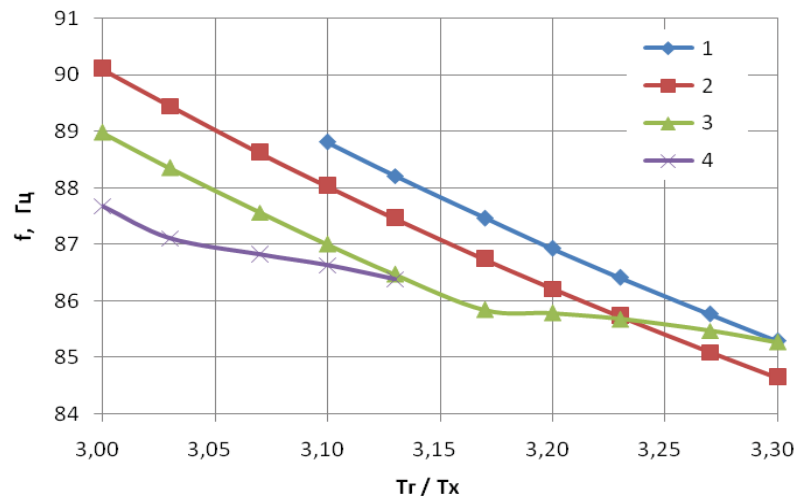


Рис. 7. Зависимость частоты от отношения температур на концах регенератора в случае максимальной электрической мощности электродинамика. 1 - $P_C = 0.13$ МПа. 2 - $P_C = 0.14$ МПа. 3 - $P_C = 0.15$ МПа. 4 - $P_C = 0.16$ МПа

Из зависимости частоты от отношения температур (рис. 7) следует, что графики на рис. 5, 6 ограничены слева высокой температурой. Графики для $P_C = 0.13 - 0.14$ МПа в правых крайних точках ограничены минимальным сечением трубки 8. Резкие изломы на графиках $P_C = 0.15 - 0.16$ МПа вызваны тем, что свыше некоторого значения частоты вступает в действие ограничение по подводимой к динамике мощности. Для графика $P_C = 0.13$ МПа точка излома лежит гораздо левее и не попадает в рассматриваемую область, тогда как для графика $P_C = 0.14$ МПа она расположена на границе области.

На рис. 5 отдельными соответствующими значками представлены результаты расчёта по упрощённой методике. Как следует из рисунка, эта методика примерно на 1 Гц завышает оптимальную рабочую частоту и менее чем на 2% - электрическую мощность на нагрузке для $P_C = 0.14 - 0.16$ МПа. Для $P_C < 0.13$ МПа методика уже не применима.

Выводы

Предложенная методика расчёта параметров рабочей точки на максимальной нагрузке основывается на предположении, что на этом режиме перемещение поршня близко к максимально допустимому. Приемлемая точность результата относительно DeltaE позволяет использовать её для самостоятельной предварительной оценки. Для получения с нужной точностью геометрических размеров волноводов, необходимо значительно увеличивать количество сосредоточенных элементов схемы и вводить резистивную составляющую для акустических волноводов.

Хотя данная методика не позволяет оценить КПД установки, однако, как следует из рисунков 5 и 6, при данной постановке задачи точка с максимальным КПД лежит в непосредственной близости от выбранной рабочей точки.

К существенным недостаткам следует отнести тот факт, что данная методика не позволяет определить тепловые характеристики установки (тепловую мощность и температуру). Однако для правильно спроектированного теплообменного узла систем на основе бегущей волны существуют примерные зависимости КПД трансформации тепловой мощности в акустическую в зависимости от соотношения горячей и холодной температур на концах регенератора, как показано в работе [1]. Подобной зависимости достаточно для проведения проектных расчётов.

Авторы выражают благодарность теплофизической группе Лос-Аламосской национальной лаборатории (США) за предоставление DeltaE для проведения некоммерческих исследований.

Библиографический список

1. Зиновьев, Е.А. Режимно-параметрический анализ работы термоакустического двигателя с внешним подводом тепла. [Текст] / Е. А. Зиновьев, Г. В. Воротников, А. И. Довгялло // Вестник СГАУ, - 2010. - №4. - С. 146-154.
2. Backhaus, S. A thermoacoustic-Stirling heat engine: Detailed study [Text] / S. Backhaus, G. W. Swift // J. Acoust. Soc. Am., 2000. - p. 3148-3166.

THE CALCULATION OF OPTIMUM WORKER FREQUENCIES OF THE THERMOACOUSTIC ELECTRIC GENERATOR WITH INCLUDING READY ELECTRODYNAMIC UNIT AND GIVEN LOAD

© 2012 G. V. Vorotnikov, A. N. Kruchkov

Samara state aerospace university named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

Thermoacoustic generator, consisting of a thermoacoustic travelling-wave engine and linear alternator 1S102MA with electrical load of 80 Ohm, is being considered. Under considerations of maximum electric power and different pressure amplitudes the frequency of operating point was determined by electroacoustic analogy approach. The calculation results were compared with the results of calculation in program code DeltaE.

Thermoacoustics, thermoacoustic heat engine, thermoacoustic alternator, electromechanical analogy.

Информация об авторах

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, доцент кафедры автоматизированных систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kan@ssau.ru. Область научных интересов: виброакустика машин.

Воротников Геннадий Викторович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: vorotnikov.g.v@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин.

Kruchkov Aleksandr Nikolaevich, doctor of technical science, associate professor of department automation technology of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: kan@mail.ru. Area of research: the machine vibroacoustics.

Vorotnikov Gennadiy Viktorovich, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: vorotnikov.g.v@mail.ru. Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators, power efficient heat engines and prime movers.

УДК 534.2

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА МЕТОДОМ ЧЕТЫРЁХПОЛЮСНИКОВ

© 2012 Г. В. Воротников

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Предлагается методика моделирования акустических трактов и электродинамического узла термоакустического электрогенератора с использованием четырёхполосников. Приведён математический аппарат для моделирования узлов установки. Результаты расчётов по предложенной методике сопоставлены с расчётами специализированной программы DeltaE.

Термоакустика, термоакустический двигатель, термоакустический электрогенератор, электроакустическая аналогия, акустический четырёхполосник.

В термоакустических установках на основе бегущей волны часть рабочего газа претерпевает термодинамический цикл, близкий к циклу Стирлинга. Тем не менее, такие установки нельзя проектировать, используя методики расчёта механических стирлингов по следующим причинам:

1) величина акустического смещения порции газа в регенераторе в несколько раз меньше длины регенератора, что размывает такие устоявшиеся понятия, как горячая и холодная камера;

2) степень сжатия рабочего газа в цикле редко превышает 1,1, тогда как в стирлинге она достигает нескольких единиц. Это ограничение связано со структурой волны. На высоких амплитудах возникают гармоники высших порядков, кратные основной частоте, что способно вызывать высоконелинейные формы волн (вплоть до ударных профилей), которые значительно ухудшают характеристики [1]. В свою очередь, механические стирлинги не способны эффективно работать на таких малых амплитудах из-за присутствия огромных инерционностей в виде подвижных поршней и резистивных потерь вследствие их трения. Эти факты говорят о более высокой обратимости термодинамического цикла термоакустических стирлингов относительно механических, несмотря на меньшую плотность энергетического потока;

3) геометрия механического стирлинга в основном определяется объёмами рабочих камер, полученными на основании уравнений термодинамики, тогда как волноводы термоакустических стирлингов (кроме теп-

лообменного узла) определяются из условия оптимального акустического импеданса. Существующие сегодня упрощённые методики расчёта термоакустических систем основаны на линеаризации Ротта [2] и обобщённых уравнениях Свифта [3]. Тем не менее даже упрощённые методики могут быть реализованы лишь в сложных вычислительных алгоритмах для расчётов на ЭВМ.

Предлагаемая автором методика позволяет с приемлемой достоверностью оценить поведение термоакустической системы, оперируя при этом минимумом переменных в итерационных процессах. Эффективность методики рассматривается ниже на примере термоакустического электрогенератора.

1. Установка

Термоакустический генератор состоит из двух основных узлов: термоакустического двигателя и линейного электродинамического генератора переменного тока (альтернатора).

Система заполнена гелием под давлением 3 МПа. В качестве альтернатора был выбран 1S102MA производства CFIC Inc, нагруженный на выходе резистором в 80 Ом.

Конструкция термоакустического генератора и геометрические параметры основных узлов были определены в [4]. Схема установки и характеристики альтернатора 1S102MA приведены в [5]. Рабочие характеристики установки были рассчитаны с использованием специализированной программы DeltaE. Это позволяет сравнить предложенную методику моделирования уз-

лов установки с методикой DeltaE, исключив на стадии сравнения итерационные процессы.

2. Моделирование

Для качественной оценки поведения термоакустических устройств нередко прибегают к методу электроакустических аналогий, когда элементы акустической цепи заменяются аналогичными двухполюсниками. Метод прост и удобен в использовании, но не даёт сколько-нибудь приемлемых количественных оценок. Для повышения точности количественной оценки при моделировании термоакустических установок предлагается использовать четырёхполюсники, где аналогом электрического тока является объёмная скорость осцилляции U , а в качестве аналога электрического напряжения выступает осциллирующее давление p . В отличие от двухполюсника, четырёхполюсник представляет собой оператор, который изменяет сразу два параметра, что позволяет представлять его коэффициенты в виде более сложных функций. При этом работа с цепью, представленной четырёхполюсниками, сводится к математическим операциям с матрицами [6].

Делая определённые упрощения и используя принципы электроакустической аналогии [7], представим термоакустический электрогенератор в виде схемы сосредоточенных элементов на рис. 1, где R - резистивные элементы, C - податливости, L - инерционности, Z - сложные импедансы.

В такой постановке задачи изменение комплексных значений осциллирующего давления $p_{вых}$ и объёмной скорости $U_{вых}$ на выходе из четырёхполюсника определяется через параметры $p_{вх}$ и $U_{вх}$ на входе:

$$\begin{pmatrix} p_{вых} \\ U_{вых} \end{pmatrix} = \|B\| \begin{pmatrix} p_{вх} \\ U_{вх} \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Если матрица преобразования $\|B\|$ не зависит от p и U , то система является линейной. Это означает, что для определения p и U в любой точке достаточно операций с матрицами преобразования, что позволяет сократить число итераций до минимума. Лишь для соблюдения конечного граничного усло-

вия необходимо прибегнуть к итерациям.

Если матрица преобразования $\|B\|$ зависит от p и U или содержит другие неизвестные величины, то задача поиска неизвестных существенно усложняется. Однако и в этом случае чаще всего удаётся обойтись простыми итерациями или подбором.

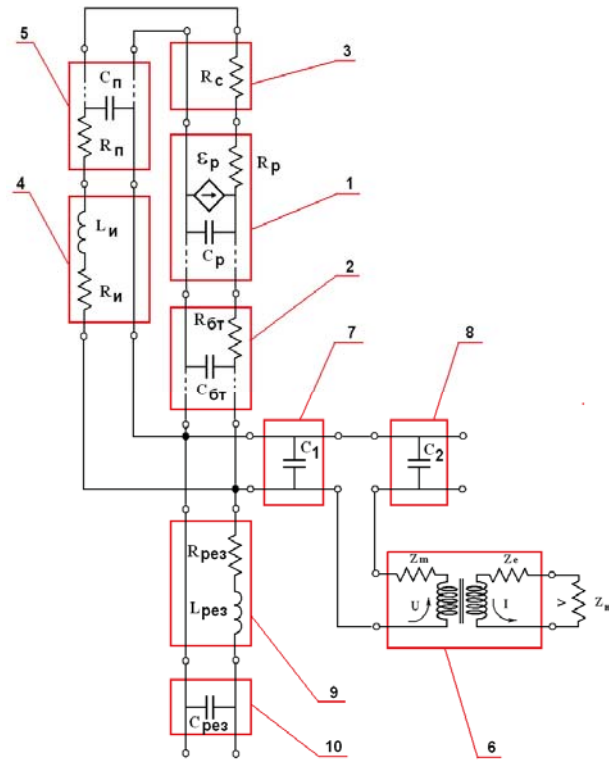


Рис. 1. Схематическое представление термоакустического электрогенератора в четырёхполюсниках: 1 - регенератор; 2 - термическая буферная трубка; 3 - струйные диоды; 4 - инерционная трубка; 5 - податливость; 6 - альтернатор; 7 - камера перед альтернатором; 8 - камера за альтернатором; 9 - труба резонатора; 10 - законцовка резонатора

Рассмотрим моделирование цепей с использованием независимых матриц преобразования и сравним результаты с более точными вычислениями.

Труба

В общем случае осцилляции газа в канале без градиента температур описываются линеаризованными уравнениями Ротта [2]:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{i\omega\rho_m}{(1-f_v)A}U; \quad (2)$$

$$\frac{dU}{dx} = -\frac{iA\omega}{\rho_m a^2} \left(1 + \frac{\gamma-1}{1+\epsilon_s} f_k \right) p, \quad (3)$$

где ρ_m - плотность газа в отсутствие колебаний; γ - показатель адиабаты, A - площадь сечения трубы; a - скорость звука; ϵ_s - коэффициент влияния стенки на потери при термическом гистерезисе; f_v и f_k - комплексные функции Ротта, описывающие потери в пограничном слое вследствие вязкости и термической релаксации, соответственно. В случае ламинарных осцилляций уравнения (2) и (3) имеют решения, удовлетворяющие условиям линейности матрицы $\|B\|$:

$$\|B\|_{mp} = \begin{pmatrix} \cos kl, & -\frac{i\omega\rho_m}{(1-f_v)kA} \sin kl \\ -\frac{i(1-f_v)kA}{\omega\rho_m} \sin kl, & \cos kl \end{pmatrix}, \quad (4)$$

где l - длина трубы, k - волновое число, ω - циклическая частота осцилляций.

Режим осцилляций в канале зависит от числа Рейнольдса N_{Re} , соотношения (D/δ_v) и предыдущего режима осцилляции газа [8].

Последним условием пренебрегаем, поскольку оно не вписывается в универсальность методики. Из [8] следует, что при $N_{Re} \leq 10^5$ и $D/\delta_v > 50$ (это соответствует

практически всем каналам в термоакустических установках) режим осцилляций не выходит за рамки низкотурбулентного. Значит можно использовать матрицу $\|B\|_{tr}$ из выражения (4) с небольшими корректирующими коэффициентами.

В качестве подтверждения данного предположения на рис. 2, 3 приведены результаты расчёта параметров p и U на выходе из отдельной инерционной трубки (диаметр 20 мм, длина 485 мм) при различной объёмной скорости на входе. При этом частота осцилляций и амплитуда давления на входе оставались постоянными (87.9 Гц и 0.15 МПа, соответственно).

Как следует из рис. 2, 3 матрица (4) хорошо описывает акустические параметры трубки даже при низкой турбулентности.

С помощью методики моделирования трубы вычислялись матрицы преобразования для четырёхполюсников 4, 5, 9 и 2 (рис. 1, 4). Поскольку в термической буферной трубке присутствует градиент температур, то четырёхполюсник 2 рассматривался на основании параметров газа при среднем значении температуры.

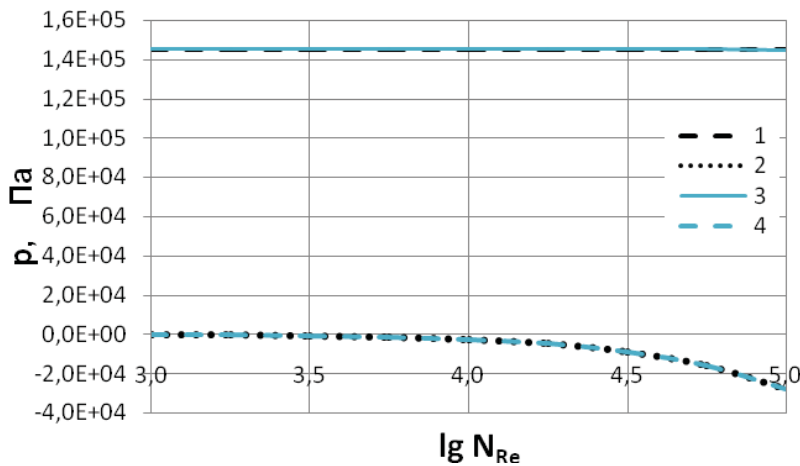


Рис. 2. Осциллирующее давление на выходе из буферной трубки как функция числа Рейнольдса: 1 и 2 - вещественная и мнимая составляющие, вычисленные в DeltaE; 3 и 4 - вещественная и мнимая составляющие, вычисленные по формуле (4)

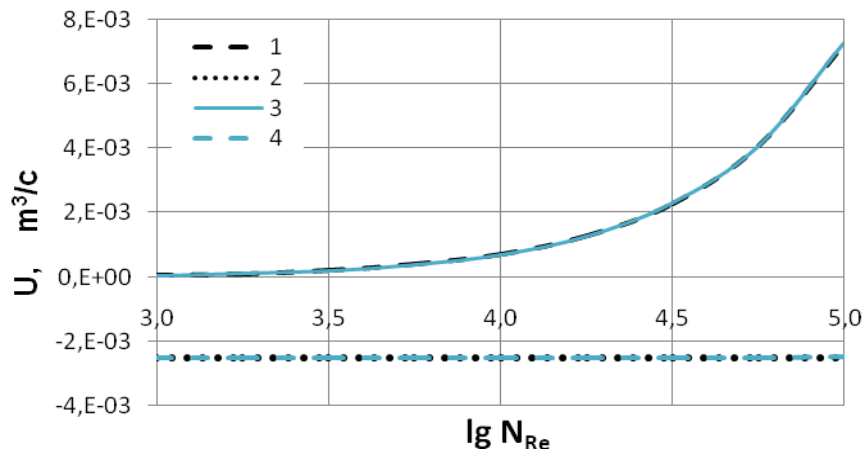


Рис. 3. Объёмная скорость осцилляций на выходе из буферной трубки как функция числа Рейнольдса: 1 и 2 - вещественная и мнимая составляющие, вычисленные в DeltaE; 3 и 4 - вещественная и мнимая составляющие, вычисленные по формуле (4)

Податливость

Элемент, описывающий податливость в акустической цепи термоакустического электрогенератора, представляет собой полость, в которой амплитуда осцилляций скорости относительно невелика. Падение давления в таких узлах пренебрежимо мало. На основании уравнения для изменения скорости в податливости из [4] получаем матрицу преобразования:

$$\|B\|_n = \begin{vmatrix} 1, & 0 \\ -\frac{\omega}{\omega a^2} \left(iV + \frac{\gamma-1}{1+\varepsilon_s} S \frac{\delta_k}{2} \right), & 1 \end{vmatrix}, \quad (5)$$

где S - площадь поверхности, δ_k - глубина термического проникновения волны.

При помощи методики моделирования податливости вычислялись матрицы преобразования для четырёхполюсников 7, 8 и 10 (рис. 1, 4).

Альтернатор

Альтернатор представляет собой электродинамический преобразователь, в котором акустическая энергия преобразуется в электрическую.

Соотношения, описывающие линейную модель такой трансформации, имеют вид [9]:

$$P_{ex} - P_{вых} = Z_m U + \frac{Bl}{A_n} I; \quad (6)$$

$$V = Z_e I - \frac{Bl}{A_n} U, \quad (7)$$

где V и I - напряжение и ток в цепи альтернатора; A_n - площадь поршня альтернатора.

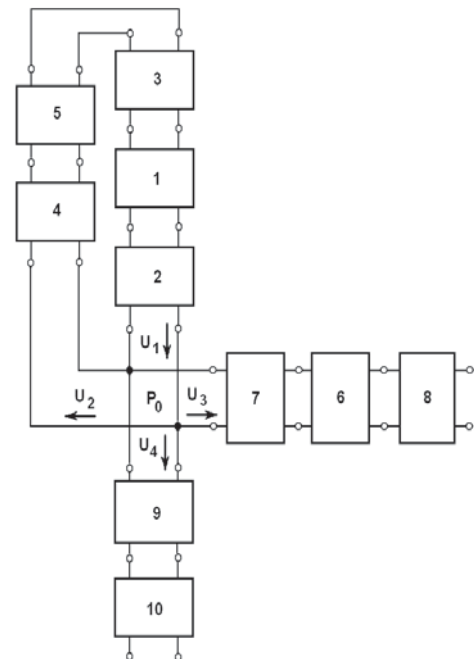


Рис. 4. Упрощённая схема термоакустического электрогенератора в четырёхполюсниках. Нумерация элементов соответствует рис. 1

Механическое сопротивление элементов альтернатора определяем по формуле:

$$Z_m = \frac{1}{A_n^2} \left[R_m + i \left(\omega M - \frac{K}{\omega} \right) \right]. \quad (8)$$

Электрическое сопротивление равно

$$Z_e = R_e + i\omega L_e, \quad (9)$$

где Z_m - электрический импеданс нагрузки, R_m , Bl , L_e , R_e , M и K - паспортные данные альтернатора. На основании (6) - (9) получаем выражение для акустической нагрузки, вносимой альтернатором:

$$Z_D = Z_m + \frac{1}{A_n^2} \frac{Bl^2}{Z_e + Z_H}. \quad (10)$$

В соответствии с (10) последовательно подключённый к податливости четырёхполюсник альтернатора (рис. 2) можно подключить как вносимый импеданс Z_D каскадно (рис. 4).

Импеданс

Этот элемент представляет собой сосредоточенный импеданс. Согласно закону последовательного соединения: $U_{вх} = U_{вых}$. Получим $P_{вх} - P_{вых} = U_{вх} Z$ и матрицу преобразования:

$$\|B\|_H = \begin{vmatrix} 1, & -Z \\ 0, & 1 \end{vmatrix}. \quad (11)$$

При помощи методики моделирования сосредоточенного импеданса вычислялись матрицы преобразования для четырёхполюсников 3 и 6 (рис. 4).

Регенератор

В общем случае линеаризованные уравнения Ротта для регенератора имеют следующий вид:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{i\omega\rho_m}{(1-f_v)A_{газ}} U; \quad (12)$$

$$\frac{dU}{dx} = -\frac{iA_{газ}\omega}{\rho_m a^2} \left(1 + \frac{\gamma-1}{1+\varepsilon_s} f_k \right) p + \frac{\beta(f_k - f_v)}{(1-f_v)(1-Pr)(1+\varepsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} U, \quad (13)$$

где Pr – число Прандтля, β – коэффициент термического расширения, $A_{газ}$ – площадь поперечного сечения регенератора, проникаемая для газа.

В общем случае система уравнений (12) – (13) не имеет аналитического решения. Но разбивая регенератор по длине на конечные отрезки, можно решить её численно.

Упрощённая система уравнений была предложена Бакхаусом и Свифтом в [10] в предположении, что регенератор представляет собой многоступенчатый каскад из резистивности и податливости, включённой к ней параллельно (рис. 1):

$$U_{вых} = \theta \left(U_{вх} - \frac{i\omega C_0 \ln \theta}{\theta - 1} p_{вх} \right), \quad (14)$$

$$p_{вх} - p_{вых} = U_{вх} R_0 \frac{\theta + 1}{2} f(\theta, b) - \frac{i\omega C_0 R_0 p_{вх}}{2} g(\theta, b), \quad (15)$$

где $C_0 = A_{газ} l/p_m$ – изотермическая податливость; $R_0 \approx 6\mu_x l/Sr_h^2$ – резистивность регенератора при предельно низком числе Рейнольдса; $\theta = T_v/T_x$ – отношение температур на концах регенератора.

Вспомогательные функции вычисляются следующим образом:

$$f(\theta, b) = \frac{2}{b+2} \frac{\theta^{b+2} - 1}{\theta^2 - 1}; \quad (16)$$

$$g(\theta, b) = \frac{2}{b+2} \frac{\theta^{b+2} \ln \theta - (\theta^{b+2} - 1)/(b+2)}{(\theta - 1)^2}. \quad (17)$$

Константа b – это показатель в приближённой формуле вязкости $\mu(T) = \mu_x(T/T_x)^b$. Для гелия она равна 0,68.

Выражения (14) – (17) подходят для матрицы линейного преобразования

$$\|B\|_{pez} = \begin{vmatrix} 1 + \frac{i\omega C_0 R_0}{2} g(\theta, b), & -R_0 \frac{\theta + 1}{2} f(\theta, b) \\ -\frac{i\omega C_0 \ln \theta}{\theta - 1}, & \theta \end{vmatrix}. \quad (18)$$

Эта матрица преобразования использовалась для четырёхполюсника I (рис. 1, 4).

Методика моделирование регенератора согласно (14) – (18) тестировалась с результатами расчётов DeltaE для двух типов регенераторов: состоящего из параллельных пластин и состоящего из сеток. При этом длина регенератора составляла 4 см, пористость 0.705, гидравлический радиус $3.6 \cdot 10^{-5}$ м. В нулевой точке p и U совпадали по фазе, их амплитуды составляли соответственно 1.6 Бар и $0.002 \text{ м}^3/\text{с}$. Результаты приведены на рис. 5, 6.

Хотя ошибки в акустических параметрах на выходе из регенератора составляют несколько процентов, просматривается тенденция к увеличению ошибки практически пропорционально длине регенератора. Это указывает на возможность введения корректирующих функций, не зависящих от p и U , для каждого типа регенераторов.

Сравнение результатов

Тестирование предложенной методики моделирования свелось к проверке распределения акустического давления и объёмной скорости по длине установки, которая пер-

воначально оценивалась на DeltaE. При этом из DeltaE вводилась рабочая частота 87,9 Гц и давление осцилляций в конкретной точке (в данном случае p_0 в тройнике).

Такой подход позволил избежать итераций и упростить сравнение результатов. В этом случае определение неизвестных скоростей U_1, U_2, U_3, U_4 и давления в камере за поршнем p_8 сводится к решению системы:

$$U_1 = U_2 + U_3 + U_4; \quad (19)$$

$$\begin{vmatrix} p_0 \\ U_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} B_{12} \\ B_{11} \\ B_{13} \\ B_{15} \\ B_{14} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} p_0 \\ U_2 \end{vmatrix}; \quad (20)$$

$$\begin{vmatrix} p_8 \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} B_{18} \\ B_{16} \\ B_{17} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} p_0 \\ U_3 \end{vmatrix}, \quad (21)$$

где индекс у матрицы преобразования соответствует номеру четырёхполюсника на рис. 1.

Очевидно, что при той же геометрии резонатора, что и в DeltaE, уравнение:

$$\begin{vmatrix} p_{10} \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} B_{110} \\ B_{19} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} p_0 \\ U_4 \end{vmatrix} \quad (22)$$

выполняться не будет, так как методики не тождественны.

Для выполнения уравнения (22) необходимо рассмотреть в качестве переменных пару независимых геометрических параметров резонатора.

В этом случае процесс решения уравнения (22) сводится к простым итерациям. Поскольку это косвенно затрагивает моделирование акустических трактов, далее не рас-

сматривается геометрия резонатора, а рассматривается параметр U_4 на его входе.

При таком подходе ошибка U_4 будет представлять собой общую накопленную ошибку.

Для удобства интерпретации результатов расчёта в определяющих точках на оси установки нанесены маркеры от А до Д. Для удобства геометрия установки развёрнута в линию. С этой целью выполнен условный разрыв в точке разветвления. На рис 7, 8 представлены диаграммы давления и объёмной скорости, соответственно.

Как следует из рис. 7, 8, диаграмма давлений, рассчитанная по методике, хорошо совпадает с результатами DeltaE, тогда как объёмные скорости, особенно на участках, смоделированных как ТРУБА, заметно отличаются.

Для инерционной трубки в составе установки эта разница вызвана накоплением ошибки по длине всей петли, особенно в регенераторе, а также игнорированием местных потерь: на разворот потока, резкое изменение сечения и на теплообменниках.

Второй способ – прямое численное интегрирование – является более трудоёмким и приводит систему уравнений четырёхполюсника к нелинейному виду.

Результаты сравнения электрических параметров на выходе из альтернатора приведены в табл. 1.

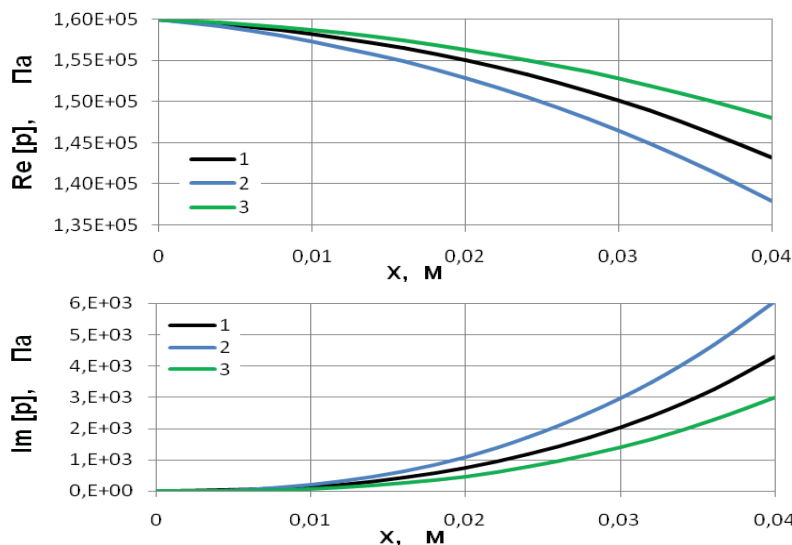


Рис. 5. Диаграмма распределения осциллирующего давления по длине регенератора: 1 – рассчитано по формуле (18); 2 – рассчитано в DeltaE для регенератора из сеток; 3 – рассчитано в DeltaE для регенератора из пластин

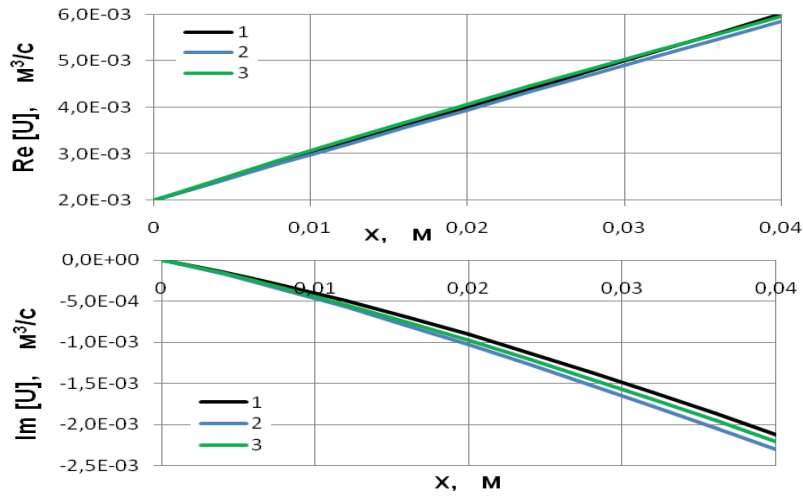


Рис. 6. Диаграмма распределения объёмной скорости осцилляций по длине регенератора: 1 – рассчитано по формуле (18); 2 – рассчитано в DeltaE для регенератора из сеток; 3 – рассчитано в DeltaE для регенератора из пластин

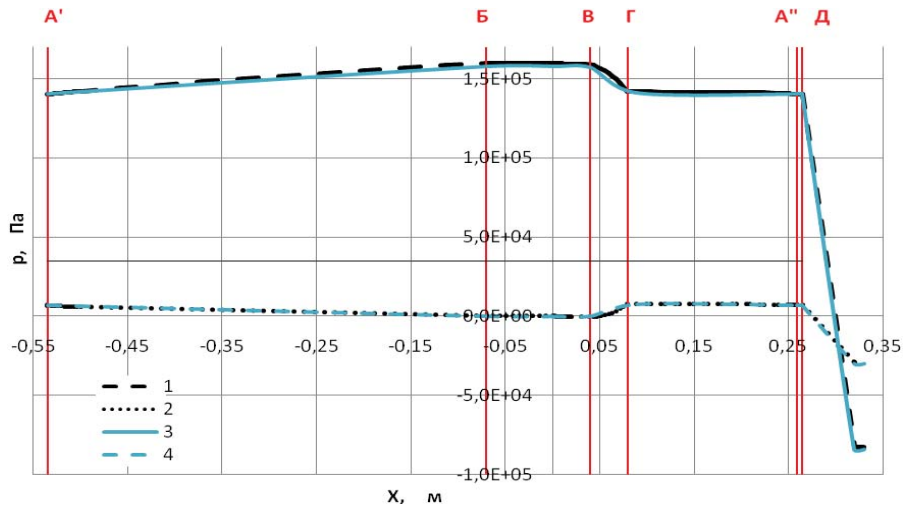


Рис. 7. Диаграмма распределения осциллирующего давления по длине установки: 1 и 2 – вещественная и мнимая составляющие, вычисленные в DeltaE; 3 и 4 – вещественная и мнимая составляющие, вычисленные по предлагаемой методике

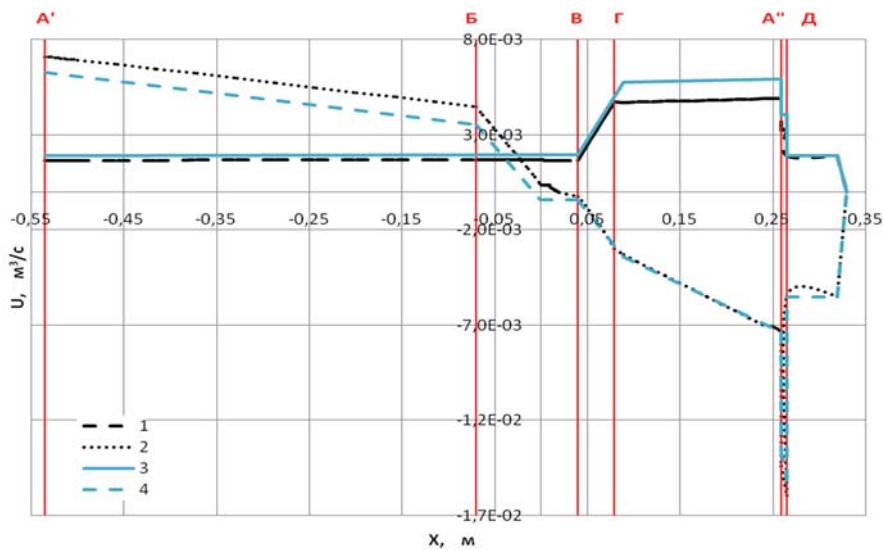


Рис. 8. Диаграмма распределения объёмной скорости осцилляций по длине установки: 1 и 2 – вещественная и мнимая составляющие, вычисленные в DeltaE; 3 и 4 – вещественная и мнимая составляющие, вычисленные по предлагаемой методике

Параметры, рассчитанные по предлагаемой методике, демонстрируют хорошее соответствие результатам DeltaE. Что касается акустических параметров резонатора, то здесь расхождение вещественной составляющей объёмной скорости на входе достигает большой величины, что является результатом накопления ошибки по всей конструкции. Такая большая ошибка при расчёте скорости на входе резонатора приводит к

ещё более большой ошибке в вещественной части импеданса резонатора. Однако на практике такая ошибка в импедансе резонатора не имеет существенных последствий, так как резонатор относится к системе настройки установки и имеет на входе регулировочный вентиль, который изменяет вещественную часть импеданса резонатора в широких пределах.

Таблица 1. Сравнение электрических параметров на выходе альтернатора

Параметр	Предлагаемая методика	DeltaE	Относительная погрешность, %
$ V $, В	121.74	120.88	0.71
$ I $, А	1.522	1.511	0.73
W, Вт	92.63	91.32	1.43

Таблица 2. Сравнение акустических параметров резонатора

Параметр	Предлагаемая методика	DeltaE	Относительная погрешность, %
Re $[p_{вх}]$, Па	$1.4044 \cdot 10^5$	$1.4042 \cdot 10^5$	0.011
Im $[p_{вх}]$, Па	$6.99 \cdot 10^3$	$7.059 \cdot 10^3$	0.98
Re $[U_{вх}]$, м ³ /с	$2.197 \cdot 10^{-3}$	$1.421 \cdot 10^{-3}$	54.6
Im $[U_{вх}]$, м ³ /с	$-9.617 \cdot 10^{-3}$	$-10.453 \cdot 10^{-3}$	8.0
Re $[Z]$, Па*с/м ³	$2.4803 \cdot 10^6$	$1.1296 \cdot 10^6$	119.6
Im $[Z]$, Па*с/м ³	$1.4036 \cdot 10^7$	$1.3279 \cdot 10^7$	5.7

Выводы

Предложенная методика расчёта акустических цепей термоакустических установок проста в пользовании, требует минимума итераций и даёт приемлемые результаты. С введением корректирующих функций для разных типов регенераторов в сочетании с энергетическими уравнениями данная методика может рассматриваться как основная методика проектирования термоакустических установок.

Автор выражает благодарность теплофизической группе Лос-Аламосской национальной лаборатории (США) за предоставление DeltaE для проведения некоммерческих исследований.

Библиографический список

1. Atchley, A.A. *Frontiers of nonlinear acoustics*, ch. Development of nonlinear waves in a thermoacoustic prime mover [Text] / A.A. Atchley, H.E. Bass, T. Hofler // Elsevier Science Publishers, 1990. - p. 603–608.
2. Rott, N. *Thermoacoustics*, [Text] /N. Rott //Advances in Applied Mechanics, 20 – 1980 -

p. 135–175.

3. Swift, G.W. *Thermoacoustic engines* [Text] / G. W. Swift // J. Acoust. Soc. Am. 84 - 1988 - p. 1146-1180.

4. Воротников, Г.В. Определение облика термоакустического генератора по характеристикам электродинамической части на основании параметрических исследований [Текст] / Г.В. Воротников, А.Н. Крючков, Е.А.Зиновьев // Вестн. СГАУ.- 2011.- 3(27) - С. 51-58.

5. Воротников, Г.В. Расчёт оптимальной рабочей частоты термоакустического электрогенератора с готовой электродинамической частью и заданной нагрузкой [Текст] / Г.В. Воротников, А.Н. Крючков // Вестн. СГАУ.- 2012.- 3(34) Ч.3, - С. 185-192.

6. Атабеков, Г.И. *Основы теории цепей* [Текст] / Г.И. Атабеков. - М.: Энергия, 1969.

7. Swift, G. W. *Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators* [Text] / G. W. Swift // Acoust. Soc. Am. – 2002.

8. Iguchi, M. *Analysis of free oscillating flow in a U-shaped tube*. [Text] / M. Iguchi, M.

Ohmi, K. Maegawa // *Bull. JSME*, 1982, 25 – p. 1398-1405.

9. Сапожков, М.А. Электроакустика [Текст] / М.А. Сапожков. - М.: Связь, 1978.

10. Backhaus, S. A thermoacoustic-Stirling heat engine: Detailed study [Text] / S. Backhaus, G. W. Swift // *J. Acoust. Soc. Am.*, 2000. – p. 3148-3166.

THE MODELING OF THE THERMOACOUSTIC ELECTRIC GENERATOR BY QUADRUPOLE APPROXIMATION APPROACH

© 2012 G. V. Vorotnikov

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

Thermoacoustic generator, consisting of a thermoacoustic travelling-wave engine and linear alternator 1S102MA with electrical load of 80Ω , is being considered. Elements of device are prototyped linear quadrupole. The accounting features of main parameter are brought. The calculation results were compared with the results of calculation in program code DeltaE.

Thermoacoustics, thermoacoustic heat engine, thermoacoustic alternator, electromechanical analogy, acoustic quadrupole

Информация об авторах

Воротников Геннадий Викторович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: vorotnikov.g.v@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин.

Vorotnikov Gennadiy Viktorovich, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: vorotnikov.g.v@mail.ru. Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators, power efficient heat engines and prime movers.

ПОВЫШЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНДИЦИОНИРУЕМОЙ ОДЕЖДЫ

© 2012 Н. В. Савченко

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье рассмотрена возможность создания среды для условий нагревающего микроклимата на примере развития и совершенствования кондиционируемой одежды.

Нагревающий микроклимат, кондиционируемая одежда, индивидуальный кондиционер, вихревой эффект, теплозащита, фазовый переход, испарительное охлаждение.

В процессе производства работающий находится под воздействием ряда неблагоприятных факторов, обусловленных производственной средой, условиями труда и окружающим микроклиматом.

Воздействие производственных факторов на человека неоднозначно. Основная часть из них естественна, закономерна и зависит от технологии производственного процесса. Полное устранение этих факторов обычно экономически нецелесообразно. Однако влияние части этих факторов на человека поддаётся снятию или ослаблению в результате изменения параметров технологического процесса или применения средств индивидуальной защиты.

Современный научно-технический уровень развития позволяет реализовать новую концепцию разработки и использования на практике энергопотребляющих средств индивидуальной защиты. Суть её заключается в необходимости создания на производствах, имеющих неблагоприятные условия труда, локальной естественной среды, все параметры которой сохраняются в определённых пределах на протяжении всего периода пребывания человека на рабочем месте [7]. Такие средства индивидуальной защиты используют в том или ином виде энергию и расходуемые компоненты, необходимые для жизнеобеспечения человека, поступающие из посторонних источников. В широкой и глобальной проблеме безопасности труда использование подобных средств индивидуальной защиты позволяет эффективно решать конкретные задачи производства.

Реализация данной концепции осуществляется с использованием в средствах индивидуальной защиты ранее не применяемых в этой области физических явлений и процессов.

Практическое применение концепции проектирования энергопотребляющих средств индивидуальной защиты рассмотрим на примере поиска возможных направлений развития и совершенствования кондиционируемой одежды.

Один из основных неблагоприятных факторов производственной среды - тепловой. Важность проблемы обеспечения нормального теплового состояния организма при работе в условиях нагревающего микроклимата предопределено сравнительно небольшим допустимым диапазоном изменения температуры тела человека. Оптимальному тепловому состоянию организма соответствует теплосодержание, равное

$$(1036,0 \div 1040,0) \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

и изменение его более чем на 0,4% приводит к дискомфорту и к неблагоприятным изменениям в работе всех физиологических систем человека.

Теплозащитная одежда, ранее создававшаяся, в основном была автономной, имеющей запас энергии и расходуемых компонентов, в то время как особой потребности в автономности не было. Анализ содержания задач, выполняемых работающими в условиях нагревающего микроклимата, показывает, что эти работы в основном носят плановый характер, осуществляются в пределах ограниченной площади и не требуют значитель-

ных перемещений в пространстве. Для подобных условий целесообразно создавать кондиционируемую одежду, связанную с внешними источниками гибкими коммуни-

кациями, которые позволяют подводить энергию и расходные компоненты, обеспечивающие жизнедеятельность работающего.

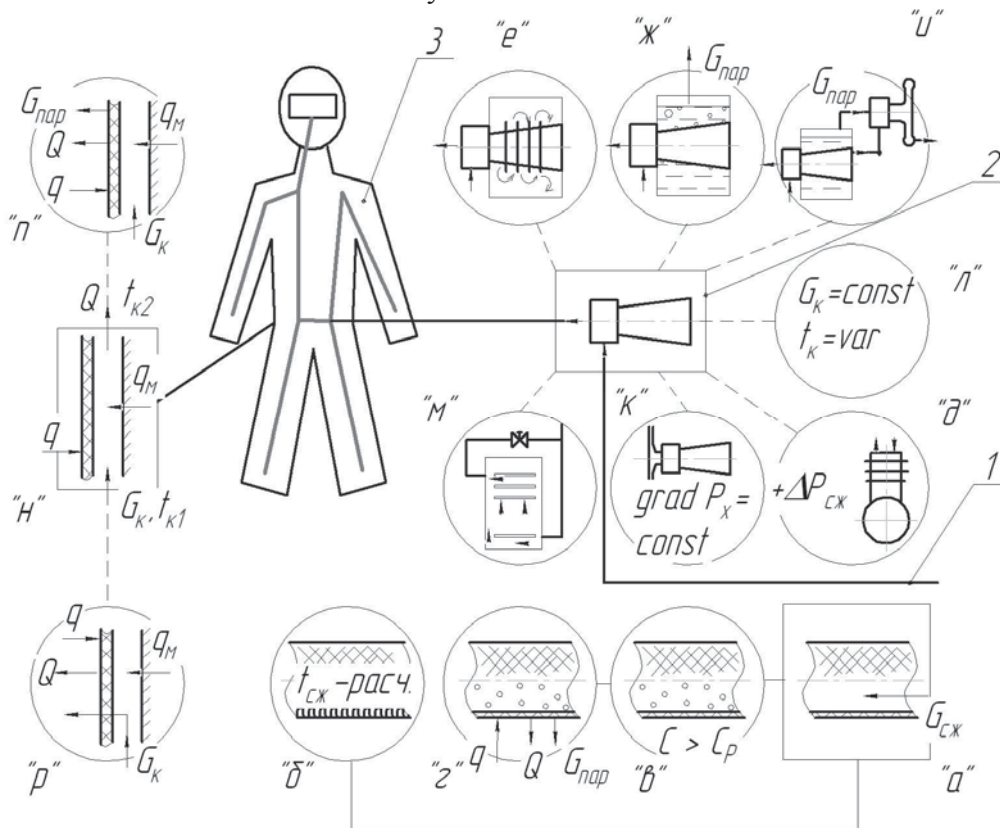


Рис. 1. Схема построения кондиционируемой одежды со шланговой подачей компонентов жизнеобеспечения

Наиболее приемлемой для жизнеобеспечения и создания благоприятных окружающих условий является воздушная среда. Во-первых, это привычная среда обитания для человека и только в ней организм может нормально функционировать в течение неограниченного периода времени. Во-вторых, в этом случае обеспечение съёма необходимого количества тепла осуществляется одновременно за счёт теплообмена и испарения влаги выделений. В-третьих, эта среда обеспечивает дыхание. В-четвёртых, воздушная среда, заполняющая внутреннее пространство под одеждой, является защитой от контакта поверхности тела человека с вредными веществами, возможно, находящимися в окружающей среде. Кроме перечисленных особенностей, воздух, обладая свойством сжимаемости, может быть эффективно использован в термодинамических процессах, в том числе и для снижения температуры локальной окружающей среды. И, наконец, самым главным преимуществом является то,

что воздух в сжатом состоянии уже содержит потенциальную энергию, необходимую для осуществления термодинамических процессов.

На рис. 1 приведена схема построения кондиционируемой одежды. Сжатый воздух, необходимый для функционирования кондиционируемой одежды, подаётся из заводской сети по гибкому шлангу 1. В процессе транспортировки он забирает тепло из окружающей среды и нагревается. Для его охлаждения целесообразнее всего использовать индивидуальный кондиционер 2 на основе вихревого эффекта энергоразделения газа, реализуемого в вихревой трубе [3]. Охлаждённый воздух с температурой $t_k = +20^\circ\text{C}$ и расходом G_k поступает в подкостюмное пространство кондиционируемой одежды, представляющей из себя теплозащитную оболочку в виде комбинезона 3, одеваемого сверху легкой хлопчатобумажной одежды.

Кондиционирование по такой схеме известно и применяется в промышленном про-

изводстве при температуре окружающей среды до $t_{oc} = +60...70^{\circ}\text{C}$. Однако в современной промышленности есть потребность в кондиционируемой одежде, позволяющей длительное время работать в окружающей среде с температурой $t_{oc} = +300...350^{\circ}\text{C}$.

В рамках действий, предусмотренных концепцией проектирования энергопотребляющих средств индивидуальной защиты, было рассмотрено несколько направлений развития и модернизации кондиционируемой одежды.

Ограничение роста температуры подводимого сжатого воздуха

Прогнозирование температуры сжатого воздуха

При подводе сжатого воздуха в кондиционируемую одежду используются гибкие дюритовые шланги с внутренним покрытием из химически нейтрального материала (рис. 1, а). Такой шланг может применяться до температуры не выше $+60...80^{\circ}\text{C}$. Его теплоизоляция нецелесообразна, т.к. наружный диаметр оказывается меньше критического диаметра теплоизоляции.

В настоящее время промышленность производит недорогие гофрированные тонкие шланги из нержавеющей стали, имеющие температуру эксплуатации до $+400^{\circ}\text{C}$.

При анализе параметров рабочих мест с повышенной температурой окружающей среды выяснилось, что большинство из них располагается на расстоянии не более 10...16м от границы начала высокотемпературной среды. Очевидно, что на некотором расстоянии температура сжатого воздуха, проходящего в подводящей магистрали, ещё не достигает температуры окружающей среды. Это следует учитывать при прогнозировании параметров кондиционирования. Разработана методика, позволяющая рассчитывать температуру сжатого воздуха перед кондиционером $t_{вых}$ в зависимости от его расхода $G_{сж}$, температуры окружающей среды t_{oc} , условий теплообмена α и длины подводящей магистрали l , проходящей через зону повышенных температур (рис. 1, б):

$$t_{вых} = f(G_{сж}, t_{oc}, \alpha, l).$$

Возможность прогнозирования темпе-

ратуры на входе в кондиционер даёт возможность увеличить верхнюю границу температуры применимости простых схем кондиционирования в условиях конкретных производств.

Ограничение температуры подводимого сжатого воздуха увеличением кажущейся теплоёмкости

В сжатый воздух в начале его транспортировки по шлангу впрыскивается некоторое количество воды (рис. 1, в). Поскольку теплоёмкость воздушно-водяной смеси (кажущейся теплоёмкости) выше теплоёмкости воздуха, температура сжатого воздуха при прочих одинаковых условиях на одинаковом удалении от начала шланга вырастает в этом случае на меньшую величину. На выходе из шланга вода отделяется от сжатого воздуха и выводится в окружающую среду.

Ограничение температуры подводимого сжатого воздуха испарением воды

Используется физическое явление энергоёмкого фазового перехода воды в пар, происходящее при постоянной температуре. На рис. 1, г приведена конструкция шланга, подводящего сжатый воздух. Оболочка шланга выполнена из гигроскопичного герметично тканного материала (аналог пожарных рукавов). В подводимый сжатый воздух распыляется некоторое количество воды [5]. На всём протяжении шланга на внутренней поверхности в результате придания вращательного движения воздушно-водяной смеси создается водяная плёнка. Вода пропитывает оболочку шланга, выходит на наружную поверхность и создаёт плёнку, удерживаемую капиллярными силами. Поступающее из внешней среды тепло испаряет воду с поверхности шланга. На место испарившейся поступает вода из водяной плёнки с внутренней поверхности шланга. Поскольку температура кипения воды на поверхности шланга не может быть выше $+100^{\circ}\text{C}$, то и температура сжатого воздуха в шланге не может превысить эту величину.

Повышение располагаемой степени расширения сжатого воздуха

В стандартных заводских сетях давле-

ние сжатого воздуха обычно не превышает $p_{сж} = 0,40 \dots 0,45$ МПа. В ряде случаев целесообразным может быть повышение давления только в сети, питающей кондиционируемую одежду (рис. 1, д). Для этого может быть использован передвижной одноступенчатый компрессор без ресивера и охлаждения сжатого воздуха после сжатия.

Повышение холодопроизводительности и температурной эффективности индивидуального кондиционера

Повышение холодопроизводительности с использованием регенеративного цикла

При массовом применении кондиционируемой одежды, например в горнодобывающей промышленности, важным показателем эффективности является техническая экономичность получения кондиционируемого воздуха. Использование (рис. 1, е) охлаждаемых вихревых труб [2] позволяет перевести работу кондиционера в более экономичный режим. Для их охлаждения может быть использован отработанный кондиционирующий воздух. Однако следует отметить, что такое кондиционирование целесообразно только при температуре окружающей среды до $t_{oc} = +35 \dots 45^\circ\text{C}$.

Увеличение холодопроизводительности с использованием водяного охлаждения вихревой трубы

В данной схеме (рис.1, ж) вихревая труба охлаждается водой, находящейся в стадии кипения. Температура стенки вихревой трубы при этом не может превысить температуру кипения воды. При этом вихревой кондиционер может быть переведён на экономичный режим работы с меньшим расходом сжатого воздуха за счёт увеличения доли выработки охлаждённого воздуха, идущего на кондиционирование.

Увеличение температурной эффективности с использованием водяного охлаждения вихревой трубы

В такой схеме (рис. 1, и) используется зависимость температуры кипения воды от давления. Охлаждающая вода находится под пониженным давлением (до 0,05 МПа) и кипит при более низкой температуре. Пони-

женное давление создается откачиванием водяного пара вихревым вакуум-насосом, приводимым в действие утилизированным горячим воздухом, сбрасываемым из вихревой трубы [6].

Увеличение температурной эффективности увеличением степени расширения сжатого воздуха в вихревой трубе

Некоторое увеличение степень расширения сжатого воздуха в вихревой трубе

$$\pi = \frac{P_{сж}}{P_x}, \text{ где } P_x - \text{давление на выходе из}$$

вихревой трубы, достигается утилизацией кинетической энергии выходящего холодного потока в щелевом раскруточном диффузоре (рис. 1, к). Создание методики расчёта изогradientных диффузоров [2] позволяет сделать их малогабаритными и использовать в индивидуальных кондиционерах.

Обеспечение регулирования температуры кондиционирующего воздуха при постоянном его расходе

Использование кондиционируемого воздуха для охлаждения подкостюмного пространства наиболее эффективно при обеспечении постоянных локальных течений в пространстве между теплоизолирующей оболочкой и поверхностью тела человека, что во многом достигается постоянным его расходом (рис. 1, л).

Обычно температура охлаждаемого потока в вихревой трубе регулируется изменением двух параметров – давлением перед входом в неё и долей холодного потока

$$\mu = \frac{G_x}{G_{сж}}, \text{ где } G_x - \text{расход охлажденного}$$

воздуха, $G_{сж}$ - расход сжатого воздуха.

По условиям эксплуатации такое регулирование должно быть сведено к воздействию на один орган управления. С этой целью рассмотрена взаимосвязь всех параметров, характеризующих работу вихревой трубы, выработан алгоритм регулирования и разработана конструкция регулируемых элементов.

Температуру холодного потока вихревой трубы при постоянном его расходе можно регулировать:

– изменением проходного сечения сопла

вихревой трубы с автоматическим изменением доли холодного потока;

– изменением давления перед входом в вихревую трубу с автоматическим изменением доли холодного потока;

– разделением потока воздуха на две составляющие с равными долями холодной и горячей частей и последовательным их пропорциональным смешиванием.

Наиболее экономичным является первый способ, но он технически наиболее сложен.

Расширение температурных границ использования вихревых кондиционеров за пределами их технических возможностей

В ряде случаев нецелесообразно усложнять конструкцию вихревого кондиционера и подводящей магистрали для обеспечения требуемой температурной эффективности, обеспечивающей получение кондиционирующего воздуха с температурой не выше $t_k \leq +25^\circ\text{C}$. Недостающее снижение температуры возможно получить доохлаждением тающим льдом, пропуская часть холодного воздуха через контейнер, находящийся между индивидуальным кондиционером и потребителем (рис. 1, м) [7].

Эффективное использование кондиционирующего воздуха

Использование испарительного охлаждения

В традиционных схемах кондиционирования воздух подводится в подкостюмное пространство в большое количество точек, одновременно обтекает внутреннюю поверхность теплозащитной оболочки и поверхность тела человека, забирая метаболическое тепло q_m и тепло, поступающее из окружающей среды за счёт теплопроводности теплозащитной оболочки q . Количество потребного кондиционирующего воздуха G_k пропорционально тепловому потоку через теплоизолирующую оболочку, а следовательно, пропорционально и перепаду температуры между внешней и внутренней поверхностями (рис. 1, н). В отдельных случаях можно подавать на внешнюю поверхность теплоизолирующей оболочки воду для её последующего испарения (рис. 1, п). Незави-

симо от интенсивности тепловых потоков, поступающих из окружающей среды, температура на внешней поверхности в этом случае не превысит $+100^\circ\text{C}$. Это означает, что тепловой поток через оболочку становится независимым от температуры окружающей среды.

Активная теплозащита

В предыдущей схеме кондиционирующий воздух выводится из подкостюмного пространства, имея температуру не выше $+28^\circ\text{C}$, иначе не происходит отбор метаболического тепла. Учитывая, что поступающий на кондиционирование воздух не может иметь температуру ниже $+20^\circ\text{C}$ (иначе возможно местное переохлаждение поверхности тела человека), диапазон подогрева должен составлять всего 8°C , т.е. теплоаккумулирующая способность воздуха в данном случае используется неэффективно. В активной схеме теплозащиты (рис. 1, р) кондиционирующий воздух после снятия метаболического тепла в каждой точке поверхности тела человека сразу же удаляется из подкостюмного пространства через теплозащитную оболочку, представляющую из себя волокнистую структуру с определённым гидравлическим сопротивлением [4]. Воздух, двигаясь навстречу тепловому потоку (перпендикулярно к поверхности теплозащитной оболочки), забирает тепло, нагревается и вытекает во внешнюю среду, имея её температуру. Блокирование внешнего теплопритока достигается при условии

$$G_{ka} = \frac{\lambda}{\delta \cdot c_p},$$

где G_{ka} - расход кондиционирующего воздуха при активной теплозащите;

λ - коэффициент теплопроводности материала;

δ - толщина теплоизоляции;

c_p - теплоёмкость воздуха.

Расход кондиционирующего воздуха становится постоянным и не зависит от температуры окружающей среды.

Такая схема кондиционирования значительно более экономична по сравнению со схемой простого вентилирования пододёжного пространства:

$$\frac{G_k}{G_{кэ}} = \frac{t_{oc} - t_{к2}}{t_{к2} - t_{к1}},$$

где G_k - расход кондиционирующего воздуха при вентилировании;

$t_{к2}$ - температура кондиционирующего воздуха перед выходом из кондиционируемой одежды;

$t_{к1}$ - температура кондиционирующего воздуха на входе в кондиционируемую одежду.

Данную схему теплозащиты целесообразно применять, начиная с температуры окружающей среды $t_{oc} = +80 \dots 100^\circ\text{C}$.

Библиографический список

1. Бирюк, В.В. Экспериментальное исследование охлаждаемой вихревой трубы [Текст] / В.В. Бирюк, В.Е. Вилякин // Вихревой эффект и его применение в технике: тр. II Всесоюз. науч.-техн. конф. - Куйбышев: КуАИ, 1976. - С.90-96.
2. Волов, В.Т. Термодинамика и теплообмен сильнозакрученных сверхзвуковых потоков газа в энергетических установках и аппаратах [Текст] / В.Т. Волов. - Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2006. - 316 с.
3. Меркулов, А. П. Вихревой эффект и его

применение [Текст] / А.П. Меркулов. - Самара: Оптима, 1997. - 346 с.

4. Савченко, Н.В. Динамическая теплоизоляция в кондиционируемой одежде нового поколения [Текст] / Н.В. Савченко // Безопасность транспортных систем: сб. науч. тр. - Самара, 2002. - С. 115-117.

5. Савченко, Н.В. Кондиционирование при утилизации судов на заводах в южных регионах [Текст] / Н.В. Савченко // Изв. Самар. науч. центра РАН. Спец. вып.: III всерос. науч.-практ. конф. «Процессы, технологии, оборудование и опыт переработки отходов и вторичного сырья» - Самара, 2008. - С.63-66.

6. Савченко, Н.В. Проектирование гибридной схемы кондиционирования [Текст] / Н.В. Савченко // Актуальные проблемы в строительстве и архитектуре. Образование. Наука. Практика: сб. науч. тр. - Самара, 2002. - С. 362-364.

7. Савченко, Н.В. Энергопотребляющие средства индивидуальной защиты для работы в промышленном нагревающем микроклимате. [Текст] / Н.В. Савченко. - Самара: Изд-во Самар. науч. центра РАН, 2011. - 160с.

INCREASE IN THERMAL EFFICIENCY OF THE CONDITIONED CLOTHING

© 2012 N. V. Savchenko

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

In the paper, based on the example of development and improvement of the conditioned clothing, is examined the possibility of designing of this local zone in the productions, with the high temperature.

Microclimate with the high temperature, individual conditioning, the conditioned clothing, vortex effect, heat shielding, phase transition, the evaporative cooling.

Информация об авторах

Савченко Нелли Вячеславовна, кандидат технических наук, доцент кафедры инженерной графики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: исследование и разработка энергопотребляющих средств индивидуальной защиты для работ в высокотемпературных условиях.

Savchenko Nelly Vyacheslavovna, Candidate of Technics, Docent, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area or research: study and the development of the emerging-consume instruments of individual protection, utilized with the work under the higt-temperature conditions.

УПРОЩЁННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЁТА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2012 Е. А. Зиновьев, А. И. Довгялло

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Описана методика расчёта термоакустического двигателя. Акустические давления, объёмные скорости на концах каждого элемента, а также другие параметры двигателя рассчитаны с помощью уравнений преобразования. Представлен сравнительный анализ результатов с результатами, полученными с использованием программы DeltaE.

Упрощённая методика, термоакустический двигатель, акустическая цепь, энергетический баланс.

Введение

Термоакустические двигатели (ТАД) относятся к классу двигателей с внешним подводом теплоты. В основе их работы лежит сложный комплекс физических процессов, основанный на взаимодействии явлений акустической, теплофизической и гидродинамической природы. Эта многофакторность обуславливает особенности термоакустических машин, их геометрические характеристики и сложности определения параметров оптимального рабочего режима.

Основная часть работ по расчёту ТАД посвящена численному моделированию протекающих в них процессов. Для этих целей специалистами из Национальной лаборатории в Лос-Аламосе (США) был создан специальный программный пакет DeltaE [1], который позволяет моделировать акустические поля, процессы тепло- и массопереноса в каналах, а также рассчитывать эффективность термоакустических преобразователей. Однако в практическом плане он является крайне неудобным из-за трудностей, связанных с

плохой сходимостью и устойчивостью используемого в нём метода стрельбы. В связи с этим возникает необходимость разработки простого и удобного способа расчёта термоакустических двигателей, который позволял бы также проводить процедуру оптимизации их основных физико-технических и геометрических параметров.

Описание

В качестве объекта исследования рассматривается ТАД, разработанный специалистами Лос-Аламосской научно-исследовательской лаборатории [2]. Схема его устройства представлена на рис. 1.

В табл. 1 приведены исходные значения основных технических параметров рассматриваемого термоакустического двигателя.

Методика расчёта

Методика расчёта термоакустического двигателя основана на том, что он представляется в виде акустической цепи из определённого набора элементов, каждый из которых можно рассматривать как пассивный или активный четырёхполюсник.

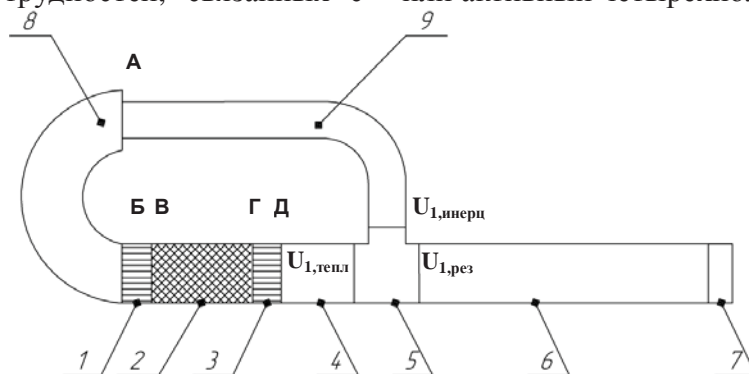


Рис. 1. Схема устройства ТАД:

1 – холодный теплообменник; 2 – регенератор; 3 – горячий теплообменник; 4 – термическая буферная трубка; 5 – тройник; 6 – резонатор; 7 – гипотетическая нагрузка; 8 – акустическая податливость; 9 – инерционная трубка

Таблица 1. Исходные значения основных технических параметров термоакустического двигателя

Параметр	Значение	Размерность
Среднее рабочее давление p_{cp}	$3,1 \cdot 10^6$	Па
Рабочая частота f	85,827	Гц
Амплитуда колебания давления в резонаторе $p_{рез}$	$2,5 \cdot 10^5$	Па
Температура на горячем теплообменнике T_2	700	К
Температура на холодном теплообменнике T_x	325	К
Длина инерционной трубки $L_{инери}$	0,539	м
Диаметр инерционной трубки $d_{инери}$	0,076	м
Длина податливости $L_{подат}$	0,354	м
Внутренний диаметр податливости $d_{подат}$	0,102	м
Пористость регенератора $\psi_{рег}$	0,719	-
Длина регенератора $L_{рег}$	0,073	м
Внутренний диаметр регенератора $d_{рег}$	0,089	м
Гидравлический радиус пор регенератора r_h	$4,22 \cdot 10^{-5}$	м
Длина термической буферной трубки $L_{мбт}$	0,240	м
Внутренний диаметр термической буферной трубки $d_{мбт}$	0,094	м
Длина резонатора $L_{рез}$	3,585	м
Внутренний диаметр резонатора $d_{рез}$	0,178	м

Эти элементы моделируются как открытые каналы с постоянным значением средней температуры газа. Однако такой подход неприемлем для регенератора, в котором гидравлический радиус пор значительно меньше глубин термического и вязкого проникновения, а вследствие подвода и отвода тепла на горячем и холодном теплообменниках на нём устанавливается значительный температурный градиент. В этом случае предлагается использовать распределённую модель регенератора, разработанную Г. Свифтом и С. Бэкхаусом [3]. Основная её идея в том, что регенератор разбивается на участки одинаковой длины с определённым температурным перепадом и определённой изотермической податливостью. С учётом температурной зависимости вязкости и вносимого каждым участком гидравлического сопротивления составляются два дифференциальных уравнения первого порядка. Первое уравнение определяет перепад давления на участке, второе – изменение объёмной скорости газа. Затем интегрированием этих двух уравнений по всей длине регенератора при допущении, что температура газа имеет линейную зависимость от продольной координаты, получаются выражения для изменения объёмной скорости и давления на горячем конце регенератора с учётом входных параметров на холодном конце.

В методике вводятся следующие упро-

щающие допущения:

- горячий и холодный теплообменники не вносят в систему гидравлических потерь;
- тепловые потери, вызванные взаимодействием различных узлов двигателя с окружающей средой, отсутствуют;
- средний массовый поток (течение Гедона) в тороидальном контуре равен нулю;
- единственным компонентом, на котором реализуется температурный градиент, является регенератор.

Энергетический баланс

Важнейшим компонентом любого термоакустического двигателя является теплообменный узел, состоящий из последовательно расположенных холодного теплообменника, регенератора и горячего теплообменника. На рис. 2 представлено распределение потоков энергии в теплообменном узле ТАД на установившемся режиме работы.

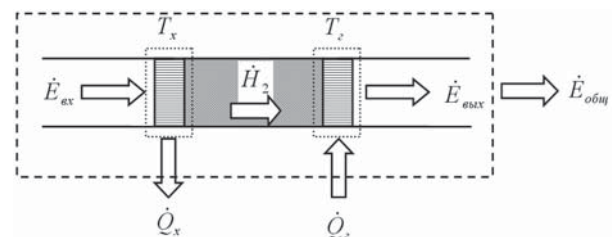


Рис. 2. Распределение потоков энергии в теплообменном узле ТАД

Общая акустическая мощность $\dot{E}_{общ}$, вырабатываемая двигателем, представляет

собой разность между количеством теплоты \dot{Q}_z , подведённым к двигателю через горячий теплообменник, и количеством теплоты \dot{Q}_x , отведённым на холодном теплообменнике:

$$\dot{E}_{\text{общ}} = \dot{Q}_z - \dot{Q}_x. \quad (1)$$

Другими словами, акустическая мощность, вырабатываемая в тороидальном контуре двигателя, представляет собой разность между акустической мощностью, выходящей из его теплообменного узла, и акустической мощностью, входящей в него:

$$\dot{E}_{\text{общ}} = \dot{E}_{\text{вых}} - \dot{E}_{\text{вх}}.$$

В данном случае акустические мощности на входе и выходе из теплообменного узла определяются соотношениями (рис.1):

$$\dot{E}_{\text{вх}} = \dot{Q}_x + \dot{H}_2, \quad (2)$$

$$\dot{E}_{\text{вых}} = \dot{Q}_z + \dot{H}_2, \quad (3)$$

где \dot{H}_2 – общая мощность. Смысл данного слагаемого наиболее полно раскрыт в монографии Свифта [2].

Расчёт резонатора

Расчёт рассматриваемого термоакустического двигателя начинается с резонатора. Обозначим длину резонатора ТАД через $L_{\text{рез}}$, а его внутренний диаметр через $d_{\text{рез}}$. Колебания давления $p_{1,\text{альт}}$ и объёмной скорости $U_{1,\text{альт}}$ в месте гипотетического размещения нагрузки, например, линейного генератора переменного тока (альтернатора), связаны с колебаниями давления $p_{1,\text{рез}}$ и объёмной скорости $U_{1,\text{рез}}$ на входе в резонатор следующими соотношениями:

$$p_{1,\text{рез}} = p_{1,\text{альт}} \cos(kL_{\text{рез}}) - i \frac{4U_{1,\text{альт}} \rho_{\text{ср}} c}{\pi d_{\text{рез}}^2} \sin(kL_{\text{рез}}), \quad (4)$$

$$U_{1,\text{рез}} = U_{1,\text{альт}} \cos(kL_{\text{рез}}) - i \frac{\pi d_{\text{рез}}^2 p_{1,\text{альт}}}{4\rho_{\text{ср}} c} \sin(kL_{\text{рез}}), \quad (5)$$

где $\rho_{\text{ср}}$ – средняя плотность рабочего тела, c – скорость звука, k – волновое число.

Расчёт тороидального контура

В тороидальном контуре расчёт начинается с тройника, где поток акустической мощности “выходит” из теплообменного узла и разделяется на две составляющие (рис.1). Одна составляющая потока “прохо-

дит” по инерционной трубке и характеризуется параметрами $p_{1,\text{инерц}}$ и $U_{1,\text{инерц}}$. Вторая составляющая потока “выходит” из тройника и устремляется в резонатор. В данном случае расчёт ведется по участкам от точки А до точки Д.

Соотношения, связывающие между собой $p_{1,\text{тепл}}$, $U_{1,\text{тепл}}$ и $p_{1,\text{инерц}}$, $U_{1,\text{инерц}}$, имеют вид

$$p_{1,\text{тепл}} = p_{1,\text{инерц}} \left(K_1 \cos(kL_{\text{мбм}}) - i \frac{4\rho_{\text{ср}} c K_3}{\pi d_{\text{мбм}}^2} \sin(kL_{\text{мбм}}) \right) + U_{1,\text{инерц}} \left(K_2 \cos(kL_{\text{мбм}}) - i \frac{4\rho_{\text{ср}} c K_4}{\pi d_{\text{мбм}}^2} \sin(kL_{\text{мбм}}) \right), \quad (6)$$

$$U_{1,\text{тепл}} = p_{1,\text{инерц}} \left(K_3 \cos(kL_{\text{мбм}}) - i \frac{\pi d_{\text{мбм}}^2 K_1}{4\rho_{\text{ср}} c} \sin(kL_{\text{мбм}}) \right) + U_{1,\text{инерц}} \left(K_4 \cos(kL_{\text{мбм}}) - i \frac{\pi d_{\text{мбм}}^2 K_2}{4\rho_{\text{ср}} c} \sin(kL_{\text{мбм}}) \right). \quad (7)$$

Комплексные коэффициенты, входящие в выражения (6) и (7), определяются из соотношений:

$$K_1 = (1 + i\omega C_0 R_0 g(\tau, b)) D_1 + i \frac{\pi R_0 f(\tau, b)}{4\rho_{\text{ср}} c} D_3, \quad (8)$$

$$K_2 = -R_0 f(\tau, b) D_2 - i(1 + i\omega C_0 R_0 g(\tau, b)) \frac{4\rho_{\text{ср}} c}{\pi} D_4, \quad (9)$$

$$K_3 = -\frac{i\omega C_0 \tau \ln \tau}{\tau - 1} D_1 - \frac{i\tau \pi}{4\rho_{\text{ср}} c} D_3, \quad (10)$$

$$K_4 = \tau D_2 - \frac{4\rho_{\text{ср}} c \omega C_0 \tau \ln \tau}{\pi(\tau - 1)} D_4, \quad (11)$$

где $\omega = 2\pi f$ – угловая частота колебаний, $C_0 = \psi_{\text{рег}} A_{\text{рег}} L_{\text{рег}} / p_{\text{ср}}$ – акустическая податливость регенератора, $\psi_{\text{рег}}$ и $A_{\text{рег}}$ – объёмная пористость и площадь поперечного сечения регенератора, $\tau = T_z / T_x$ – температурный коэффициент, T_z – температура газа на горячем теплообменнике, T_x – температура газа на холодном теплообменнике. Величина $R_0 \approx 3\mu_0 L_{\text{рег}} / (\psi_{\text{рег}} A_{\text{рег}} r_h^2)$ представляет собой гидравлическое сопротивление регенератора на входе при температуре T_x . Во всём диапазоне температур в регенераторе динамическая вязкость газа определяется зависимостью $\mu = \mu_0 (T / T_x)^b$, где

μ_0 – динамическая вязкость газа при температуре 300 К, b – постоянная, зависящая от газа. Функции $g(\tau, b)$ и $f(\tau, b)$ согласно распределённой модели Свифта и Бэхауса для регенератора [3] можно вычислить по формулам:

$$f(\tau, b) = \frac{2}{b+2} \left(\frac{\tau^{b+2} - 1}{\tau^2 - 1} \right), \quad (12)$$

$$g(\tau, b) = \frac{2}{b+2} \left(\frac{\tau^{b+2} \ln \tau - (\tau^{b+2} - 1)/(b+2)}{(\tau - 1)^2} \right). \quad (13)$$

Четыре функции, которые входят в выражения (8)–(11), зависят только от геометрических параметров инерционной трубки и акустической податливости. Они определяются следующим образом:

$$D_1 = \cos(kL_{инерц}) \cos(kL_{подат}) - \frac{d_{инерц}^2}{d_{подат}^2} \sin(kL_{инерц}) \sin(kL_{подат}), \quad (14)$$

$$D_2 = \cos(kL_{инерц}) \cos(kL_{подат}) - \frac{d_{подат}^2}{d_{инерц}^2} \sin(kL_{инерц}) \sin(kL_{подат}), \quad (15)$$

$$D_3 = d_{инерц}^2 \sin(kL_{инерц}) \cos(kL_{подат}) + d_{подат}^2 \cos(kL_{инерц}) \sin(kL_{подат}), \quad (16)$$

$$D_4 = \frac{\sin(kL_{инерц}) \cos(kL_{подат})}{d_{инерц}^2} + \frac{\cos(kL_{инерц}) \sin(kL_{подат})}{d_{подат}^2}. \quad (17)$$

Для соединения резонатора и тороидального контура в рассматриваемом термоакустическом двигателе используется тройник. В нём должны выполняться граничные условия следующего вида:

$$p_{1,инерц} = p_{1,тепл} = p_{1,рез}, \quad (18)$$

$$U_{1,инерц} = U_{1,тепл} + U_{1,рез}. \quad (19)$$

Они выражают непрерывность давления и расхода газа при “переходе” тройника. Применяя условие (18) к уравнению (6), получаем

$$p_{1,инерц} \left(1 - K_1 \cos(kL_{мбм}) + i \frac{4\rho_{cp} c K_3}{\pi d_{мбм}^2} \sin(kL_{мбм}) \right) = U_{1,инерц} \left[K_2 \cos(kL_{мбм}) - i \frac{4\rho_{cp} c K_4}{\pi d_{мбм}^2} \sin(kL_{мбм}) \right]. \quad (20)$$

Таким образом, акустический импеданс инерционной трубки можно определить из уравнения

$$Z_{инерц} = \frac{K_2 \cos(kL_{мбм}) - i \frac{4\rho_{cp} c K_4}{\pi d_{мбм}^2} \sin(kL_{мбм})}{1 - K_1 \cos(kL_{мбм}) + i \frac{4\rho_{cp} c K_3}{\pi d_{мбм}^2} \sin(kL_{мбм})}. \quad (21)$$

С учётом условия (19) и уравнения (7) справедливо следующее соотношение:

$$U_{1,рез} = -p_{1,инерц} \left(K_3 \cos(kL_{мбм}) - i \frac{\pi d_{мбм}^2 K_1}{4\rho_{cp} c} \sin(kL_{мбм}) \right) + U_{1,инерц} \left(1 - K_4 \cos(kL_{мбм}) - i \frac{\pi d_{мбм}^2 K_2}{4\rho_{cp} c} \sin(kL_{мбм}) \right). \quad (22)$$

Импеданс на выходе из тороидального контура в общем случае определяется по формуле

$$Z_{вых} = \frac{p_{1,рез}}{U_{1,рез}} = \frac{p_{1,инерц}}{U_{1,инерц} - U_{1,тепл}}. \quad (23)$$

Тогда с помощью последнего выражения и (22) можно вычислить выходной акустический импеданс тороидального контура двигателя при заданных геометрических параметрах составляющих его узлов. Эта величина является важной в проектировании термоакустических устройств на бегущей волне, поскольку любая система на бегущей волне должна содержать тороидальный контур для создания такой волны. В качестве нагрузки в контуре могут использоваться как электроакустические, так и механоакустические преобразователи, подключаемые последовательно или параллельно контуру. В случае параллельного соединения нужно учитывать, что система будет оптимально работать только в случае, когда выходной импеданс тороидального контура будет сравним с импедансом узла нагрузки.

Энергетические соотношения

Из определения акустической мощности и выражения (3) следует, что потребное количество тепла, подводимого через горячий теплообменник для обеспечения соответствующей амплитуды колебания давления в точке Г (рис. 1), может быть найдено из уравнения

$$\dot{Q}_c = \frac{1}{2} \operatorname{Re}[p_{1,\Gamma} \tilde{U}_{1,\Gamma}] - \dot{H}_2, \quad (24)$$

где параметры $p_{1,\Gamma}$ и $U_{1,\Gamma}$ в этой точке удовлетворяют соотношениям:

$$p_{1,\Gamma} = K_1 \cdot p_{1,инерц} + K_2 \cdot U_{1,инерц},$$

$$U_{1,\Gamma} = K_3 \cdot p_{1,инерц} + K_4 \cdot U_{1,инерц}.$$

С учётом этого выражение (25) принимает вид

$$\dot{Q}_z = \frac{1}{2} |p_{1,инерц}|^2 F_1 - \dot{H}_2, \quad (25)$$

где

$$F_1 = \left(\operatorname{Re}[K_1 \tilde{K}_3] + \frac{\operatorname{Re}[K_2 \tilde{K}_4]}{|Z_{инерц}|^2} + \operatorname{Re} \left[\frac{K_2 \tilde{K}_3}{Z_{инерц}} + \frac{K_1 \tilde{K}_4}{\tilde{Z}_{инерц}} \right] \right).$$

Согласно [2], общая мощность в теплообменном узле двигателя определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} \dot{H}_2 = & -\frac{\psi_{pez} A_{pez} R_0}{2\rho_{cp} \omega L_{pez}} \operatorname{Im} \left[p_{1,B} \tilde{U}_{1,B} \left(1 - \tilde{f}_v - \frac{(f_k - \tilde{f}_v)}{(1 + \operatorname{Pr})} \right) \right] + \\ & + \frac{\psi_{pez} A_{pez} c_p T_0 R_0^2 (\tau - 1)}{2\rho_{cp} \omega^3 L_{pez}^3 (1 - \operatorname{Pr})} |U_{1,B}|^2 \operatorname{Im} \left[\tilde{f}_v + \frac{(f_k - \tilde{f}_v)}{(1 + \operatorname{Pr})} \right] - \\ & - (\psi_{pez} K + (1 - \psi_{pez}) K_c) A_{pez} T_0 \frac{\tau - 1}{L_{pez}}, \quad (26) \end{aligned}$$

где Pr – число Прандтля, K – коэффициент теплопроводности газа, K_c – коэффициент теплопроводности насадки регенератора. Общая мощность складывается из двух членов: энтальпии осциллирующего газа и члена, определяющего перенос тепла посредством теплопроводности насадки регенератора и газа.

Перепад давления в точке В (рис.1) можно определить из выражения для перепада давления на участке регенератора, представленного в распределённой модели [3]:

$$\frac{dp_1}{dx} \Big|_B = -\frac{R_0}{L_{pez}} U_{1,B}. \quad (27)$$

При этом полагается, что в точке В выполняется условие: $T_{cp} = T_x$. Предположим, что средняя температура в каждой точке регенератора имеет линейную зависимость от координаты x , сам регенератор термически

изолирован от окружающей среды, а его теплоёмкость является достаточно большой. Тогда с учётом (26) и принятых допущений уравнение (25) для потребного количества теплоты, подводимого на горячем теплообменнике, принимает форму

$$\begin{aligned} \dot{Q}_z = & \frac{1}{2} |p_{1,инерц}|^2 \cdot F_1 + (\psi_{pez} K + (1 - \psi_{pez}) K_c) A_{pez} T_0 \frac{\tau - 1}{L_{pez}} + \\ & + \frac{\psi_{pez} A_{pez} R_0}{2\rho_{cp} \omega L_{pez}} \operatorname{Im} \left[p_{1,B} \tilde{U}_{1,B} \left(1 - \tilde{f}_v - \frac{(f_k - \tilde{f}_v)}{(1 + \operatorname{Pr})} \right) \right] - \\ & - \frac{\psi_{pez} A_{pez} c_p T_0 R_0^2 (\tau - 1)}{2\rho_{cp} \omega^3 L_{pez}^3 (1 - \sigma)} |U_{1,B}|^2 \operatorname{Im} \left[\tilde{f}_v + \frac{(f_k - \tilde{f}_v)}{(1 + \sigma)} \right]. \quad (28) \end{aligned}$$

Анализ уравнения (28) показывает, что потребное количество подводимой теплоты \dot{Q}_z определяется параметрами $p_{1,инерц}$ и $Z_{инерц}$. Для того, чтобы найти эту зависимость в явном виде, сначала необходимо выразить параметры $p_{1,A}$ и $U_{1,A}$ через параметры $p_{1,инерц}$ и $U_{1,инерц}$. Затем выразить параметры $p_{1,B}$ и $U_{1,B}$ через параметры $p_{1,A}$ и $U_{1,A}$ и подставить в (27).

Эффективность

Основным показателем работы термоакустического двигателя является КПД двигателя

$$\eta = \frac{\dot{W}_{альт}}{\dot{Q}_z}, \quad (29)$$

где $\dot{W}_{альт}$ – акустическая мощность, подводимая акустической волной к месту гипотетического расположения альтернатора. В общем случае она находится из соотношения

$$\dot{W}_{альт} = \frac{1}{2} \operatorname{Re} [p_{1,альт} \tilde{U}_{1,альт}] = \frac{1}{2} \operatorname{Re} [p_{1,pez} \tilde{U}_{1,pez}]. \quad (30)$$

Таблица 2. Значения параметров, рассчитанных в пакете DeltaE и по упрощённой методике

Параметр	Упрощенная методика	DeltaE
Амплитуда объёмной скорости в инерционной трубке (м ³ /с)	0,15	0,18
Фаза объёмной скорости в инерционной трубке (град)	-85,6	-84,1
Амплитуда объёмной скорости на выходе из теплообменного узла (м ³ /с)	6,23·10 ⁻²	9,21·10 ⁻²
Фаза объёмной скорости на выходе из теплообменного узла (град)	-69,46	-59,9
Амплитуда объёмной скорости на выходе из тороидального контура (м ³ /с)	0,21	0,28
Фаза объёмной скорости на выходе из тороидального контура (град)	-87,25	-86,81
Подводимая тепловая мощность (Вт)	3665	3700
Акустическая мощность на выходе (Вт)	1263	1339
Эффективный КПД (%)	34	36

Результаты

В табл. 2 приведены результаты расчёта параметров рассматриваемого термоакустического двигателя.

Расчёты и оптимизация проводились по предложенной методике с использованием языка программирования Fortran.

Область и границы применимости представленной методики расчёта параметров ТАД могут быть установлены путём проведения сравнительного анализа результатов расчёта и эксперимента. В настоящее время такой анализ невозможен из-за отсутствия достаточного объёма экспериментальных данных. Сопоставление же результатов с данными, полученными на опытном образце термоакустического двигателя в Лос-Аламосской научно-исследовательской лаборатории (США) и расчётном пакете DeltaE [1,2], показывает, что они достаточно хорошо согласуются между собой. По мере накопления экспериментальных данных о рабо-

чем процессе ТАД и развитии теории термоакустики методика может уточняться путём снятия упрощающих допущений.

Использование данной методики значительно упрощает расчёт рабочего процесса термоакустического преобразователя и сокращает время его разработки.

Библиографический список

1. Ward, W.C. Design environment for low amplitude thermoacoustic engines (DeltaE 6.3b11.12) [Text] / W.C. Ward, G.W. Swift // www.lanl.gov/thermoacoustics - 2012.
2. Swift, G.W. Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators [Text] / G.W. Swift // Acoust. Soc. Am., 2002. – P. 315 – ISBN 0-7354-0065-2.
3. Backhaus, S. A thermoacoustic Stirling heat engine: Detailed study [Text] / S. Backhaus, G. W. Swift // J. Acoust. Soc. Am. 107 (6) – 2000. – P. 3148-3166.

A SIMPLIFIED METHOD OF THERMOACOUSTIC ENGINE ANALYSIS

© 2012 E. A. Zynoviyev, A. I. Dovgyallo

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

A simplified method of thermoacoustic engine analysis is proposed. The main idea is that the thermoacoustic engine assumed as the acoustical circuit which consists of different components. Acoustic pressures, volume velocities at the two ends of any component and other engine parameters are computed by the transfer equations. Comparison results obtained by this method and by program code DeltaE are given.

Simplified method, thermoacoustic engine, acoustical circuit, energy balance.

Информация об авторах

Зиновьев Евгений Александрович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: eazinovev38416@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин, энергоэффективные двигатели и движители транспортных средств.

Довгялло Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: d.a.i@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение.

Zynovyev Evgeniy Aleksandrovich, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: eazino-vev38416@mail.ru. Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators, power efficient heat engines and prime movers.

Dovgyallo Aleksandr Ivanovich, doctor of technical science, professor of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: d.a.i@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power engineering, energy saving.

ФОРМИРОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ОБЪЁМА И МАССЫ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ ТУРБИН СВЕРХМАЛОЙ МОЩНОСТИ

© 2012 В. А. Григорьев, Д. С. Калабухов, В. М. Радько

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.Королёва
(национальный исследовательский университет)

Приведена методика аналитического определения объёма и массы центростремительных турбин сверхмалой мощности (ЦС ТСММ) на начальном этапе проектирования с привлечением методов математической статистики. Разработанные математические модели массы могут использоваться при решении задачи многокритериальной оптимизации параметров ЦС ТСММ, включающей в себя оптимизацию по массовым характеристикам турбоприводов сверхмалой мощности.

Турбина сверхмалой мощности, модель массы, влияющие факторы, проектирование.

Турбины сверхмалой мощности наряду с входным и выходным устройствами входят в состав турбоприводов сверхмалой мощности. Одним из основных путей повышения эффективности последних является оптимизация геометрических и режимных параметров ТСММ. В работе [1] показана необходимость решения задачи оптимизации в многокритериальной постановке, при этом в качестве одного из важнейших критериев оценки эффективности предлагается масса ТПСММ, которая во многих случаях является аналогом стоимостных показателей. В известной научно-технической литературе отсутствуют какие-либо сведения по математическим моделям массы ТПСММ.

В данной работе в качестве объекта исследования рассматривается привод с одноступенчатой центростремительной турбиной (ЦС ТСММ). Отметим, что многообразие вариантов конструктивного исполнения входных и выходных устройств, с одной стороны, и недостаточная изученность влияния параметров этих устройств на эффективность привода – с другой, затрудняет формирование математических моделей названных устройств, а значит, и турбопривода в целом. Поэтому в работе рассмотрение ограничено математической моделью объёма и массы только центростремительной турбины.

Математическая модель ЦС ТСММ. В работах [2,3] показана необходимость построения моделей критериев оценки эффек-

тивности в зависимости от десяти безразмерных влияющих факторов – геометрических и режимных параметров ТСММ. Перечислим эти факторы:

$Y_T = 0,1 \dots 0,58$ – параметр нагруженности турбины;

$\pi_T = 1,05 \dots 6$ – степень понижения давления в турбине;

$\frac{h_{CA}}{D_1} = 0,01 \dots 0,05$ – относительная высота

лопатки соплового аппарата (СА);

$\alpha_{1эф} = 9,2 \dots 25^\circ$ – эффективный угол выхода потока из СА;

$\varepsilon = 0,1 \dots 1$ – степень парциальности;

$\bar{D} = 0,4 \dots 0,9$ – отношение выходного диаметра D_2 рабочего колеса (РК) к его входному диаметру D_1 ;

$(b/t_{cp})_{PK} = 1,2 \dots 2,2$ – густота решётки РК;

$\beta_{2эф} = 15 \dots 60^\circ$ – эффективный угол выхода потока из РК;

$\bar{F}_{PK} = 0,975 \dots 2,625$ – отношение площади канала на выходе из РК к площади на входе в РК;

$\bar{D}_M = 0,4 \dots 1,6$ – фактор масштабности, учитывающий влияние отклонения величины диаметра D_1 ступени от величины диаметра испытываемой ступени турбины $D_{1исп} = 50$ мм на её эффективность.

На начальном этапе проектирования можно сформировать эскизный облик одно-

ступенчатой турбины, близкий к конструктивному.

На рис. 1 представлен такой схематический облик. Штрих-пунктирными линиями показаны контуры корпуса соплового аппарата, не учитывающиеся при формировании математической модели ввиду многообразия вариантов конструктивного исполнения.

Представляемая математическая модель массы одноступенчатой турбины базируется на предварительном определении её объёма.

Объём турбины складывается из следующих составляющих:

$$V_T = V_{лСА} + V_{\varepsilon СА} + V_{лРК} + V_{корСА} + V_{лРК}, \quad (1)$$

где $V_{лСА}$ – объём лопаток СА;

$V_{\varepsilon СА}$ – объём необлопаченной части СА парциальной турбины;

$V_{лРК}$ – объём лопаток РК;

$V_{корСА}$ – объём корпуса СА;

$V_{лРК}$ – объём дисковой части РК без учёта рабочих лопаток .

Объём лопаток СА:

$$V_{лСА} = z_{лСА} F_{лСА} h_{СА} = z_{лСА} F_{лСА} \frac{h_{СА}}{D_1} \times \times D_{1исп} \bar{D}_M, \quad (2)$$

где $z_{лСА}$ – число лопаток СА;

$F_{лСА}$ – площадь профиля лопатки СА (постоянная по высоте);

$h_{СА}$ – высота лопатки СА.

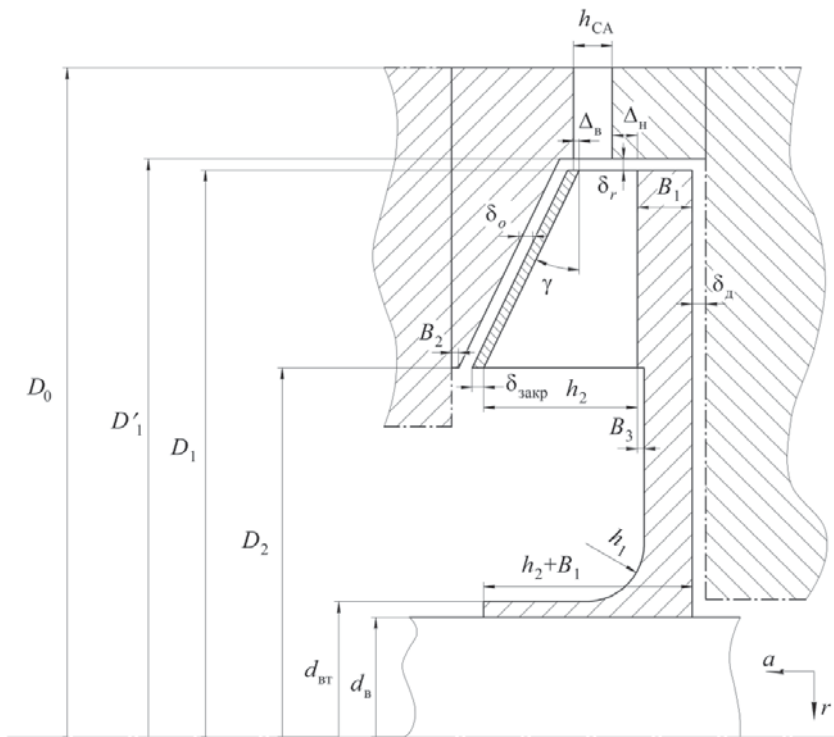


Рис. 1. Схема одноступенчатой ЦС ТСММ

Объём неактивного кольца СА парциальной турбины

$$V_{\varepsilon СА} = F_{\varepsilon СА} h_{СА}, \quad (3)$$

где $F_{\varepsilon СА} = \pi \left(\frac{D_0^2 - D_1^2}{4} \right) (1 - \varepsilon)$ – площадь не-проходной части СА парциальной турбины.

Объём лопаток РК:

$$V_{лРК} = z_{лРК} F_{лРК} \frac{h_1 + h_2}{2} = z_{лРК} F_{лРК} \frac{h_{СА}}{D_1} D_{1исп} \times$$

$$\times \bar{D}_M (1 + \bar{\Delta}_н + \bar{\Delta}_в) \left(0,5 + \frac{\bar{F}_{РК}}{2\bar{D}} \right), \quad (4)$$

где $z_{лРК}$ – число лопаток РК;

$F_{лРК}$ – площадь профиля лопатки РК в сечении, соответствующем высоте трапеции, которую представляет лопатка РК в меридиональной плоскости (рис. 1);

$h_1 = \frac{h_{СА}}{D_1} D_{1исп} \bar{D}_M (1 + \bar{\Delta}_н + \bar{\Delta}_в)$ – высота лопатки РК на входе;

$$h_2 = h_1 \frac{\bar{F}_{\text{РК}}}{\bar{D}} - \text{высота лопатки РК на выходе}$$

де;

$\bar{\Delta}_H$ и $\bar{\Delta}_B$ – относительная величина нижней и верхней перекрыш.

Объём корпуса СА:

$$V_{\text{корСА}} = \pi \left(\frac{D_0^2 - D_1'^2}{4} \right) (\delta_d + \delta_0 + \delta_{\text{закр}} + h_2 - h_1 + B_1 + B_2 + \Delta_H + \Delta_B), \quad (5)$$

где $D_1' = D_1(1 + 2\bar{\delta}_r)$ – диаметр на выходе из СА;

$\bar{\delta}_r = 0,01$ – относительный радиальный зазор [3];

$$\delta_0 = (0,125 \dots 0,675) \frac{h_{\text{СА}}}{D_1} D_{1\text{исп}} \bar{D}_M - \text{осевой}$$

зазор [3];

$\delta_d = \delta_0$ – зазор между диском РК и корпусом СА;

$\delta_{\text{закр}} = (0,5 \dots 0,6) h_1$ – толщина покрывного диска закрытого РК (для полукрытого РК $\delta_{\text{закр}} = 0$);

$B_1 = (0,1 \dots 0,15) D_1 - h_1$ – ширина обода диска [4].

Диаметр на входе в СА D_0 определяется на этапе профилирования СА, но на начальном этапе проектирования его величину можно приблизительно оценить по формуле

$$D_0 = 4 \left(\frac{b}{t} \right)_{\text{СА}} a_{\text{ГСА}} + D_1', \quad (6)$$

где $\left(\frac{b}{t} \right)_{\text{СА}} = 1,2$ – густота решётки СА [3];

$a_{\text{ГСА}} = 0,036 D_1$ – минимальное сечение канала СА в радиальной плоскости [3].

Угол уширения можно представить в виде

$$\gamma = \arctg \left(2 \frac{h_2 - h_1}{D_2 - D_1} \right). \quad (7)$$

Объём рабочего колеса складывается из объёма неподвижной крышки РК и диска РК.

Объём неподвижной крышки РК:

$$V_{\text{крРК}} = \pi \frac{(D_1^2 - D_2^2)}{4} \left(\frac{2B_2 + h_2 - h_1 + \delta_r \text{tg} \gamma}{2} \right), \quad (8)$$

где $B_2 = 0,006 D_1$ – эффективная ширина уступа корпуса СА [4];

γ – меридиональный угол уширения лопатки.

Объём диска складывается из объёма цилиндрической части обода диска, объёма втулочной части диска РК и объёма крышки РК (для схемы турбины с закрытым РК):

$$V_{\text{лРК}} = \pi \left(\frac{D_1^2 - D_2^2}{4} \right) B_1 + \pi \left(\frac{D_2^2 - D_3^2}{4} \right) \times \times (B_1 - B_3) + \pi \left(\frac{D_3 + d_{\text{вт}}}{2} \right) [(h_1 + B_1 - B_3) \times \times \frac{D_3 - d_{\text{вт}}}{2} + \frac{\pi h_1^2}{4}] + \pi (h_2 + B_1) \left(\frac{d_{\text{вт}}^2 - d_B^2}{2} \right) + + \pi \delta_{\text{закр}} \left(\frac{D_1^2 - D_2^2}{4} \right), \quad (9)$$

где $B_3 = 0,006 D_1$ – величина подрезки диска на выходе потока из РК [4];

$d_B = 0,2 D_1$ – диаметр вала турбины [4];

$d_{\text{вт}} = 0,24 D_1$ – диаметр втулочной части диска [4];

$$D_3 = d_{\text{вт}} + 2h_1.$$

Поскольку лопаточные венцы ТСММ, как правило, целиком выполняют из одного материала с плотностью ρ , то масса турбины $M_T = \rho V_T$.

Значения одной части исходных данных представленной аналитической модели задаются проектировщиком из указанных выше диапазонов значений. Большинство из них определяется через факторы \bar{D}_M и $\frac{h_{\text{СА}}}{D_1}$.

Другая часть исходных данных – площади лопаток $F_{\text{лСА}}$ и $F_{\text{лРК}}$ – зависят от нескольких влияющих факторов. Ввиду сложности определения величин образующих кривых лопаток в зависимости от основных параметров ТСММ и невозможности применения единого метода построения профилей лопаток РК, составление выражений для $F_{\text{лСА}}$ и $F_{\text{лРК}}$ целесообразно проводить не аналитическим путём, а с помощью привлечения статистических методов.

На рис. 2 показаны варианты профилей лопаток для четырёх из множества возможных комбинаций значений факторов.

Регрессионные выражения для определения $F_{\text{лСА}}$ и $F_{\text{лРК}}$. Для решения задачи определения выражений для площадей лопаток СА и РК были использованы методы планирования эксперимента, описанные в [2], и центральный композиционный план эксперимента, рассмотренный в [3].

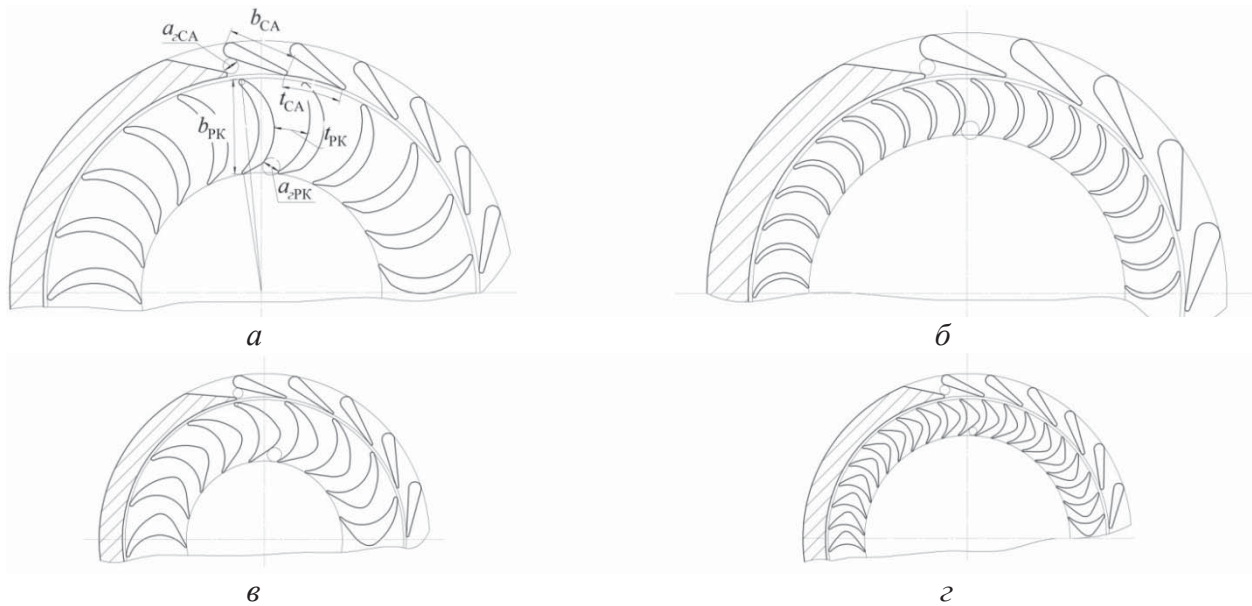


Рис. 2. Варианты профилей лопаточных венцов

Для 85 опытов, которым соответствовали уникальные комбинации уровней варьирования значений влияющих факторов, были спроектированы лопаточные венцы СА и РК. Далее с помощью ЭВМ вычислялись значения $F_{лСА}$ и $F_{лРК}$ для каждого опыта. Статистическая обработка результатов вычислительного эксперимента в программном пакете STATISTICA позволила получить следующие регрессионные выражения:

$$F_{лСА} = |7,89 - 3,49\alpha_{1эф} + 0,17\alpha_{1эф}^2 + 16,63\varepsilon + 58,07\bar{D}_M + 12,27\bar{D}_M^2 - 1,39\alpha_{1эф}\varepsilon - 3,58\alpha_{1эф}\bar{D}_M + 15,55\varepsilon\bar{D}_M|; \quad (10)$$

$$F_{лРК} = |66,23 - 214,34\bar{D} + 116,17\bar{D}^2 - 1,14\beta_{2эф} + 125,99\bar{D}_M + 12,81\bar{D}_M^2 + 7,42 Y_T \pi_T - 38,63 Y_T (b/t_{cp})_{РК} - 2,7\pi_T (b/t_{cp})_{РК} + 35,7(b/t_{cp})_{РК} \bar{D} + 0,922 Y_T \beta_{2эф} + 0,061\pi_T \beta_{2эф} + 1,42 \bar{D} \beta_{2эф} - 0,211\alpha_{1эф} \bar{D}_M - 124,61 \bar{D} \bar{D}_M - 10,81(b/t_{cp})_{РК} \bar{D} - 0,586 \beta_{2эф} \bar{D}_M|. \quad (11)$$

Выражения (10) и (11) удовлетворяют требованиям адекватности, предъявляемым к статистическим моделям. Например, обе модели имеют коэффициент детерминации $R^2 > 0,96$, а распределения вероятности погрешностей подчинены нормальному закону, т.е. все погрешности с вероятностью 99,7% являются случайными величинами.

Влияние геометрических и режимных параметров на массу ЦС ТСММ

Разработанная выше математическая модель массы была использована при проведении анализа влияния геометрических

и режимных параметров на массу турбины с закрытым рабочим колесом ($\rho = 2800 \text{ кг/м}^3$, материал деталей Д-16Т). Было выявлено, что увеличение значений параметров $\bar{D}_M, \bar{D}, \bar{F}_{РК}, (b/t_{cp})_{РК}$ приводит к росту M_T , а увеличение $\alpha_{1эф}$ и $\beta_{2эф}$ – к её менее значительному уменьшению. Характер протекания зависимости M_T от параметров $h_{CA}/D_1, \pi_T$ и ε может быть различным при определённых комбинациях значений некоторых параметров. Так, увеличение h_{CA}/D_1 при малых значениях $\bar{F}_{РК}$ и больших \bar{D} приводит к линейному убыванию M_T (рис. 3), а в противном случае – к возрастанию. Это связано с изменением вклада массы корпуса СА и массы РК в общую оценку массы турбины. Изменение π_T и ε неоднозначно влияет на M_T из-за сложных зависимостей оптимальных по КПД перекрыш от этих параметров.

Наиболее существенно влияющим на массу фактором являются диаметральные габариты, т.е. параметр \bar{D}_M . На рис. 3 показано влияние \bar{D} на M_T при фиксировании остальных параметров на оптимальных по условию минимума массы уровнях с учётом технологических ограничений [3], а также проиллюстрировано влияние h_{CA}/D_1 на M_T для трёх значений \bar{D}_M . Зависимость $M_{T \min}$ от \bar{D}_M аппроксимируется степенной функцией $M_{T \min} = 0,037 \bar{D}_M^{2,969}$. Качественно зависи-

мость M_T от \bar{D}_M совпадает с известными аналогичными зависимостями для радиальных агрегатных турбин [5], что подтверждает правильность составления математической модели массы ЦСТСММ. На рис. 4 в логарифмической по оси ординат шкале показано относительное изменение M_T при последовательном увеличении \bar{D}_M на величины $\Delta \bar{D}_M = 0,01$, $\Delta \bar{D}_M = 0,05$ и $\Delta \bar{D}_M = \bar{D}_{Mi} - 0,4$.

Из неё h/D_{cp} (уёт, $M_T, кг$ при $\Delta \bar{D}_M \bar{D}_M : \text{const}$ и значениях \bar{D}_M , близких к нижней границе его диапазона, весьма велико изменение M_T в относительном виде, в абсолютных же значениях величина M_T меняется на 1–2 грамма. Поэтому для принятия в дальнейшем рациональных решений по выбору параметров допустимо отступать от минимума M_T на величину $\delta M_T = 25 \dots 50 \%$.

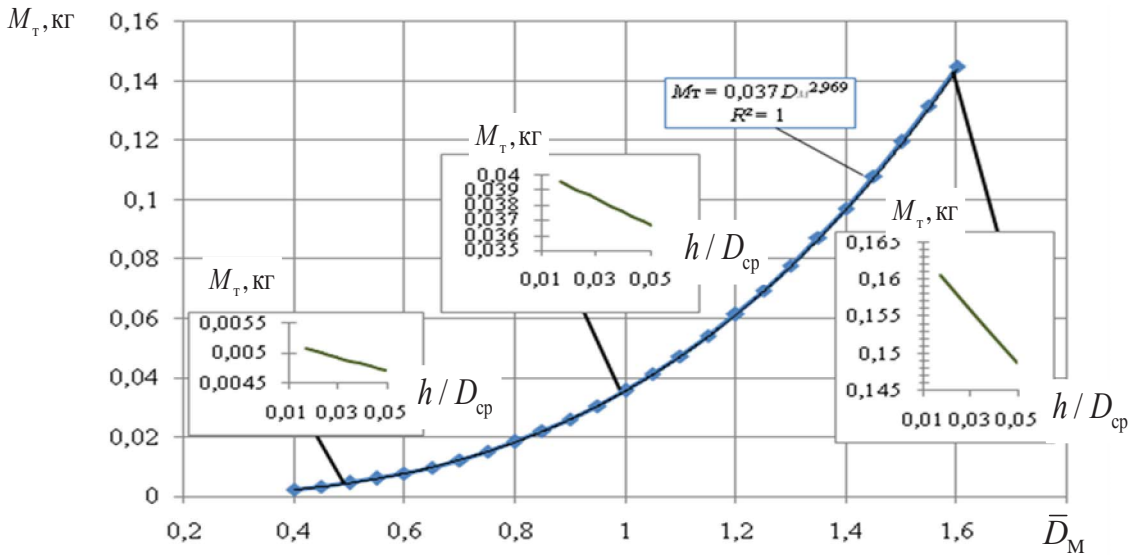


Рис. 3. Зависимость M_T от \bar{D}_M при значениях параметров $Y_T=0,3$; $\pi_T = 3,525$; $h_{CA}/D_1 = 0,017$; $\alpha_{1\phi} = 25^\circ$; $\varepsilon = 0,1$; $\bar{D} = 0,845$; $(b/t_{cp})_{PK} = 1,2$; $\beta_{2\phi} = 60^\circ$; $\bar{F}_{PK} = 0,975$

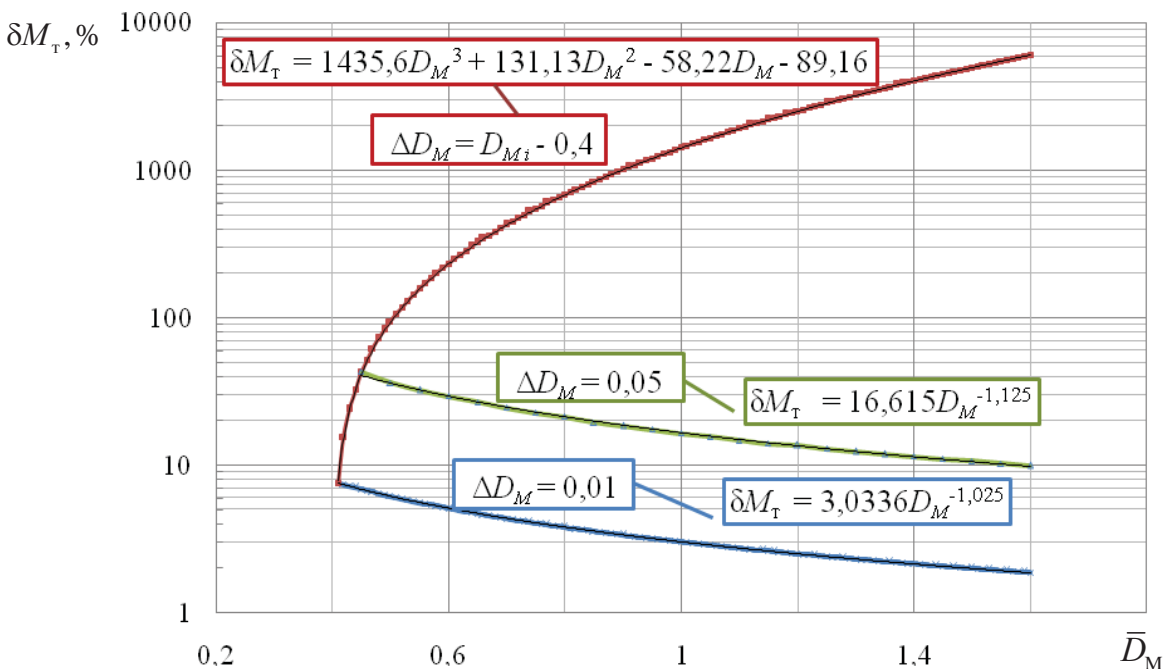


Рис. 4. Зависимость относительного изменения массы турбины от изменения \bar{D}_M

На рис. 5 показано влияние \bar{D} на M_T для двух комбинаций параметров h_{CA}/D_1 и \bar{F}_{PK} с минимально и максимально возмож-

ными значениями. Из него следует, что упомянутые факторы оказывают значительное совместное влияние на M_T . В случае отсутствия выходного устройства в турбоприводе

эффективным технологическим решением является увеличение диаметра неподвижной крышки РК до величины $D_{кр} = 0,95D_1$, что не влияет на уровень мощностного КПД [4]. В ходе вычислительного эксперимента выяв-

лено, что в этом случае с уменьшением фактора \bar{D} масса возрастает менее интенсивно (пунктирная линия на рис. 5).

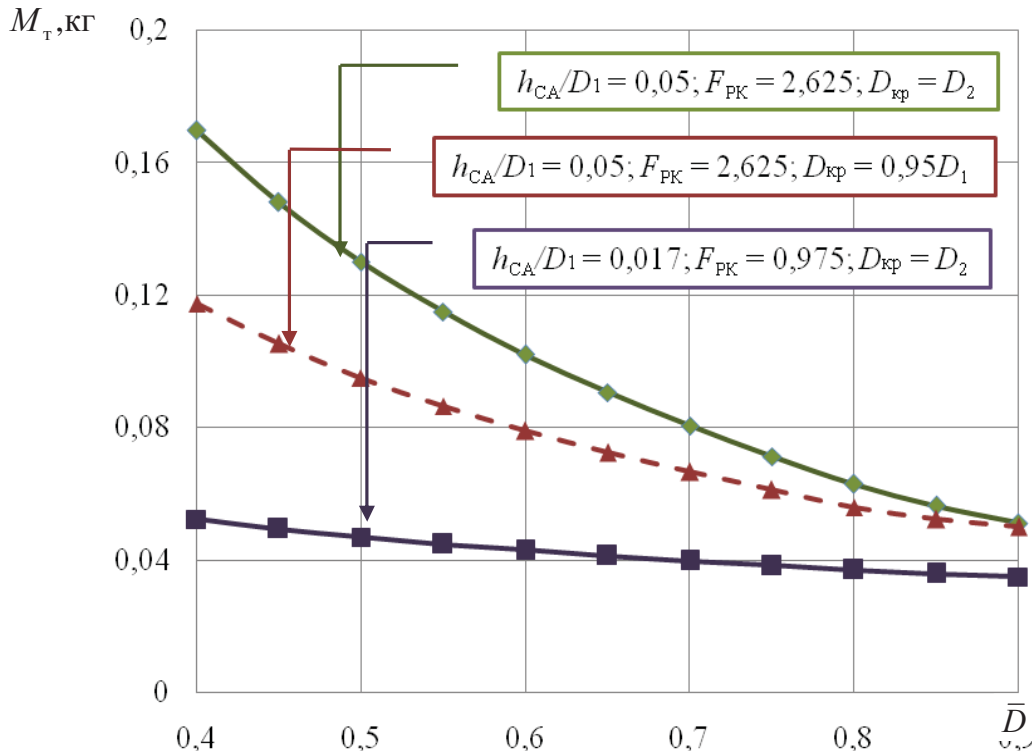


Рис. 5. Влияние параметров \bar{D} , h_{CA}/D_1 , \bar{F}_{PK} и протяжённости неподвижной крышки РК на M_T
 $(\alpha_{1\phi} = 25^\circ; \varepsilon = 1; (b/t_{cp})_{PK} = 1,2; \beta_{2\phi} = 60^\circ; \bar{D}_M = 1)$

Предложенная аналитическая форма не всегда удобна как для проведения анализа воздействия одновременно нескольких параметров турбины, так и для последующей оптимизации этих параметров по массовым критериям. Поэтому путём статистической обработки значений V_T для 100 опытов плана эксперимента, рассчитанных по (1), были получены регрессионные выражения в виде квадратичных полиномов для турбин с полукрытыми и закрытыми РК. Низкая точность оценки критериев вблизи границ диапазона значений \bar{D}_M , вызванная существенным различием значений V_T и M_T в опытах с разными \bar{D}_M , обусловила необходимость разбиения диапазона варьирования фактора \bar{D}_M на пять частей с шагом варьирования $\Delta \bar{D}_M = 0,24$ и повторения вычислительных экспериментов по плану эксперимента [3]. В каждом эксперименте это позволило сократить разницу в значениях критериев при из-

менении \bar{D}_M относительно эксперимента по плану с полным диапазоном варьирования. В итоге было получено десять регрессионных выражений, адекватно оценивающих критерии с коэффициентами детерминации $R^2 > 0,97$. В статье они не приводятся из-за своей громоздкости. При расчёте V_T по формуле (1) были выбраны средние значения параметров δ_0 , δ_d и $\delta_{закр}$ из диапазонов их возможных значений при определенных значениях влияющих факторов, а значения $\bar{\Delta}_H$ и $\bar{\Delta}_B$ оптимальны по мощностному КПД [2]. Статистически значимыми оказались коэффициенты при факторах π_T , h_{CA}/D_1 , ε , \bar{D} , \bar{F}_{PK} , \bar{D}_M . Причём у ЦС ТСММ с закрытыми РК усилено влияние факторов \bar{D}_M , h_{CA}/D_1 и π_T , но ослаблено влияние \bar{F}_{PK} и \bar{D} . Это связано с тем, что объём покрывного диска существенно зависит от параметров h_1 (следовательно, и от параметров h_{CA}/D_1 и π_T), D_1 и D_2 , но не зависит от h_2 .

Заключение

Представлена методика численно-аналитического определения объёма и массы ЦС ТСММ с двумя типами выполнения РК, справедливая в достаточно широких диапазонах варьирования важнейших параметров турбины. Проанализировано влияние параметров на массу и объём РК. Разработанные математические модели массы могут использоваться при решении задачи оптимизации в многокритериальной постановке.

Библиографический список

1. Григорьев, В.А. Выбор и обоснование критериев оценки эффективности турбоприводов сверхмалой мощности [Текст] / В.А. Григорьев, В.М. Радько, Д.С. Калабухов // Матер. докл. Междунар. науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», Ч.1.– Самара.- 2011.– С. 42-43.
2. Григорьев, В.А. Планирование факторного эксперимента при испытаниях одноступенчатых турбин сверхмалой мощности

[Текст] / В.А. Григорьев, В.М. Радько, Д.С. Калабухов // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – Самара.- 2011.– №6. – С. 81-91.

3. Григорьев, В.А. Выбор диапазонов и уровней варьирования факторов плана эксперимента при испытаниях одноступенчатых турбин сверхмалой мощности [Текст] / В.А. Григорьев, В.М. Радько, Д.С. Калабухов // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – Самара.- 2011.– №6.– С. 92-106.

4. Матвеев, В.Н. Конструктивный способ улучшения технологичности рабочего лопаточного венца центростремительной микро-турбины [Текст] / В.Н. Матвеев, Д.В. Сивиркин, Н.Т. Тихонов // Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление. – Самара.- 1996.– С. 129-135.

5. Розенберг, Г.Ш. Центростремительные турбины судовых установок [Текст] / Г.Ш. Розенберг, Н.М. Ткачев, В.Ф. Кострыкин.– Л.: Судостроение, 1973.- 256 с.

VOLUME AND MASS MATHEMATICAL MODELS OF SINGLE-STAGE CENTRIPETAL ULTRALOW POWER TURBINES

© 2012 V. A. Grigoriev, D. S. Kalabukhov, V. M. Rad'ko

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Method of numerical-analytical determination of centripetal ultralow power (CULPT) turbines volume and mass at the initial stage of the design are shown. The developed mathematical model of mass can be used to solve the problem of multicriteria optimization of CULPT parameters, which includes optimization of ultralow power turbodrives mass characteristics.

Ultralow power turbines, model of mass, influencing factors, design.

Информация об авторах

Григорьев Владимир Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: grig_va@ssau.ru. Область научных интересов: испытание авиационных двигателей, начальное проектирование газотурбинных двигателей.

Калабухов Дмитрий Сергеевич, младший научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: dskalabuhov@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в турбинах сверхмалой мощности.

Радько Владислав Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: zpov1969@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в турбинах сверхмалой мощности.

Grigoriev Vladimir Alekseevich, doctor of technical sciences, professor of the aircraft engine theory department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: grig_va@ssau.ru. Area of research: the choice of parameters and design of small gas turbine engines.

Kalabuhov Dmitry Sergeevich, junior researcher, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: dskalabuhov@gmail.com. Area of research: working processes in ultralow power turbines.

Rad'ko Vladislav Mikhailovich, candidate of technical sciences, associate professor of the aircraft engine theory department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: zpov1969@gmail.com. Area of research: working processes in ultralow power turbines.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛОВОЙ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ПОГРЕШНОСТИ

© 2012 Е. Ю. Исмаилова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Рассмотрено влияние соотношения систематической и случайной погрешностей на характер распределения вероятности угловой производственной погрешности.

Угловая погрешность, случайная погрешность, систематическая погрешность, закон распределения, кривые распределения, вероятность распределения.

Для механической обработки деталей машин на современных машиностроительных предприятиях широко применяются станки с числовым программным управлением. Их доля в общем парке применяемых станков увеличивается с каждым годом. Это обусловлено рядом преимуществ использования станков с ЧПУ, одним из которых является возможность обработки в автоматическом режиме сложных фасонных поверхно-

стей с управлением по трём и более координатам. Формообразование на многокоординатных станках с ЧПУ обеспечивается управлением тремя линейными координатами – перемещением вдоль осей X, Y, Z и тремя поворотами A, B, C. Например, на рис. 1 представлена схема расположения пяти программируемых осей координат плоскошлифовального станка с поворотным столом BLOHM Profimat MC.

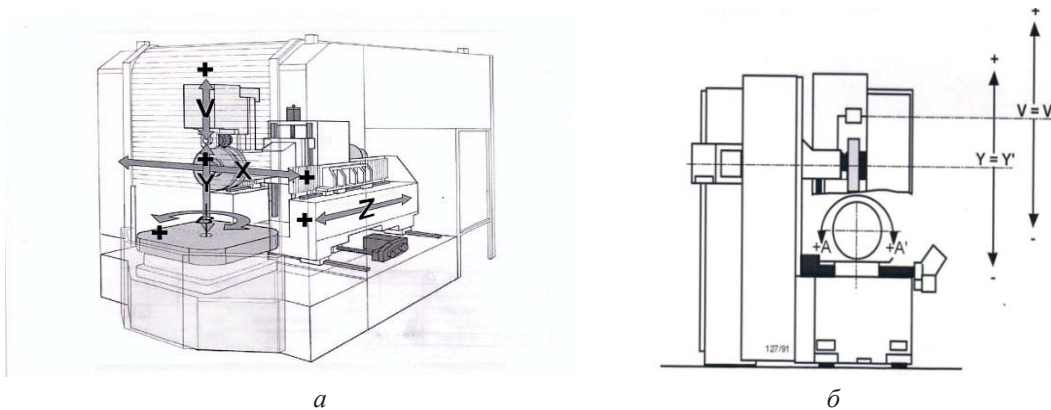


Рис. 1. Программируемые оси координат станка BLOHM Profimat MC

Последовательность размерных связей при этом можно выразить схемой (рис. 2).

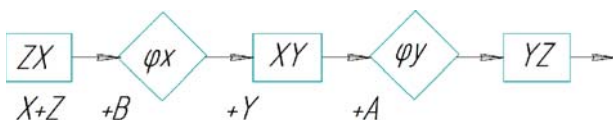


Рис. 2. Размерные связи для станка BLOHM Profimat MC

Размерные связи обрабатываемой заготовки описываются размерными цепями. Сложная объёмная обработка приводит к образованию многомерных размерных цепей, которые учитывают и обеспечивают взаим-

ное расположение геометрических элементов заготовки между собой (их можно назвать внутренними связями), а также взаимное расположение геометрических элементов обрабатываемой заготовки по отношению к геометрическим элементам станка, крепежного приспособления и режущего инструмента (внешние связи). Это взаимное расположение характеризуется как линейными расстояниями между элементами, так и взаимными угловыми поворотами между ними. Отсюда следует, что составляющие звенья размерной цепи представляют собой геометрические векторы.

Реальная природа формирования погрешностей обработки на многокоординатных станках с ЧПУ является функцией взаимосвязи векторов – составляющих звеньев пространственной размерной цепи. Множество случайных величин пространственных размерных связей образуют систему величин, распределяющихся как по модулям составляющих векторов, так и по направлениям расположения этих векторов.

В связи с этим представляет интерес определение и исследование законов распределения производственных угловых погрешностей, которые определяются систематической и случайной составляющими.

Таким образом, вектор, характеризующий угловую погрешность, может быть представлен в виде суммы двух векторных погрешностей: вектора систематической погрешности \vec{a} и вектора случайной погрешности \vec{r} .

$$\vec{\Delta} = \vec{a} + \vec{r} \quad (1)$$

Угловая погрешность $\Delta\varphi$ (рис. 3) характеризует возможное положение суммарного вектора $\vec{\Delta}$ относительно системы координат станка, начало которой расположено в точке O . Задачей является изучение закона распределения случайного угла φ .

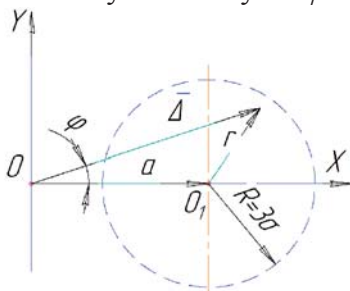


Рис. 3. Схема формирования угловой производственной погрешности

Случайную погрешность \vec{r} можно представить отклонениями точек плоскости от точки O_1 – центра группирования случайной погрешности. Распределение точек на плоскости подчиняется закону Гаусса с зоной практического рассеяния в пределах круга с радиусом $R = 3\sigma$ (рис. 3). Систематическая погрешность a представляет расстояние центра этого круга O_1 от начала отсчёта O суммарной погрешности $\vec{\Delta}$.

В производстве возможны различные варианты соотношения систематических и случайных погрешностей, что накладывает

условия на анализ угловой погрешности. Эти соотношения могут изменяться в пределах

$$0 \leq \frac{|\vec{a}|}{R} \leq \infty. \quad (2)$$

Если систематическая погрешность $|\vec{a}|=0$, то центр O_1 круга совпадает с началом отсчёта O и с вероятностью 0,9973 величины суммарного вектора угловой погрешности $|\vec{\Delta}|$ будут заключены в интервале:

$$0 \leq |\vec{\Delta}| \leq R. \quad (3)$$

Угол φ наклона вектора $\vec{\Delta}$ к некоторой оси координат будет принимать равновероятные значения в пределах (рис.4)

$$0 \leq \varphi \leq 2\pi. \quad (4)$$

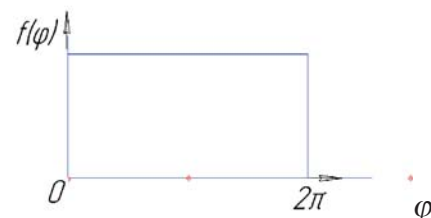


Рис. 4. График распределения угловой погрешности при систематической составляющей $a=0$

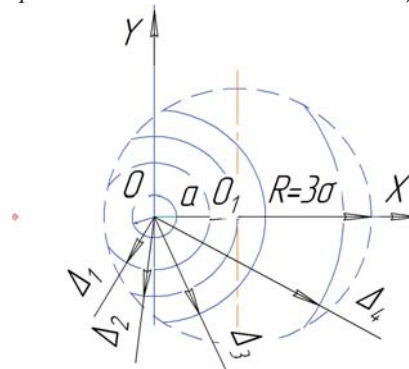


Рис. 5. Ширина распределения угловой погрешности при появлении систематической составляющей $a < R$

С появлением систематической погрешности a распределение углов наклона φ не будет равновероятным. Вероятность получения погрешностей $\vec{\Delta}$, направленных в сторону вектора \vec{a} , будет большей, чем вероятность противоположного направления (рис. 5, 6).

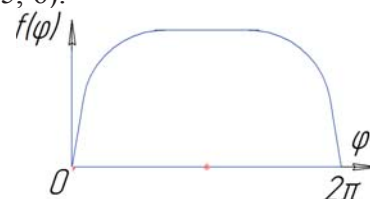


Рис. 6. График распределения угловой погрешности при систематической составляющей $a < R$

При $|\vec{a}| = R$ широта распределения вектора $\vec{\Delta}$ может достигнуть наибольшего значения, равного $2R$ (рис. 7).

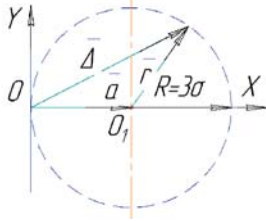


Рис. 7. Широта распределения угловой погрешности при появлении систематической составляющей $a=R$

Закон распределения угловой погрешности при $|\vec{a}| = R$ будет стремиться к нормальному (рис. 8).

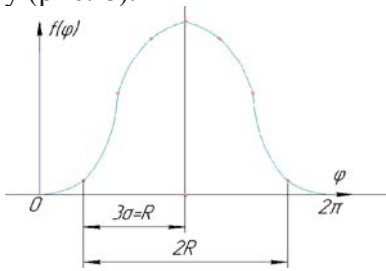


Рис. 8. График распределения угловой погрешности при систематической составляющей $a=R$

При $|\vec{a}| > R$ погрешности $\vec{\Delta}$ будут располагаться внутри угла, образованного касательными, проведёнными из точки O к окружности (рис. 9). Из рис. 9 видно, что угол φ будет находиться в пределах:

$$-\arcsin \frac{R}{a} \leq \varphi \leq \arcsin \frac{R}{a} \quad (5)$$

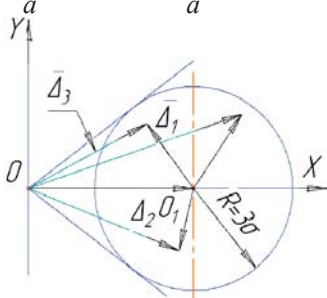


Рис. 9. Схема распределения углов наклона вектора производственной погрешности при $a > R$

Тогда область распределения угловой погрешности сузится и кривая распределения примет вид (рис. 10).

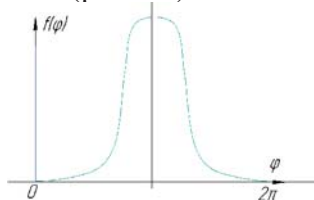


Рис. 10. График распределения угловой погрешности при систематической составляющей $a > R$

Случайный угол φ можно представить как функцию двух случайных величин $\varphi(x; y)$ и определить его значения в интервале $(-\pi, \pi)$:

$$\varphi = \begin{cases} \arctg \frac{y}{x} - \pi, & \text{если } -\pi \leq \varphi < -\frac{\pi}{2}; \\ \arctg \frac{y}{x}, & \text{если } -\frac{\pi}{2} \leq \varphi < \frac{\pi}{2}; \\ \arctg \frac{y}{x} + \pi, & \text{если } \frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \pi. \end{cases} \quad (6)$$

Функцией распределения $F(\Delta\varphi)$ случайного угла φ , согласно теории вероятностей, является вероятность того, что он примет значение меньше, чем аргумент функции $\Delta\varphi$:

$$F(\Delta\varphi) = P(\varphi < \Delta\varphi) = \begin{cases} 0, & \text{если } \Delta\varphi \leq -\pi; \\ P(-\pi < \arctg \frac{y}{x} - \pi < \Delta\varphi), & \text{если } -\pi < \Delta\varphi \leq -\frac{\pi}{2}; \\ P(\frac{\pi}{2} < \arctg \frac{y}{x} < \Delta\varphi) + P(\pi < \varphi < \frac{\pi}{2}), & \text{если } -\frac{\pi}{2} < \Delta\varphi \leq \frac{\pi}{2}; \\ P(\frac{\pi}{2} < \arctg \frac{y}{x} + \pi < \Delta\varphi) + P(\pi < \varphi < \frac{\pi}{2}), & \text{если } \frac{\pi}{2} < \Delta\varphi < \pi; \\ \pi, & \text{если } \Delta\varphi > \pi. \end{cases} \quad (7)$$

$$F(\Delta\varphi) = \begin{cases} 0, & \text{если } \Delta\varphi \leq -\pi; \\ P(0 < \arctg \frac{y}{x} < \Delta\varphi + \pi), & \text{если } -\pi < \Delta\varphi \leq -\frac{\pi}{2}; \\ P(\frac{\pi}{2} < \arctg \frac{y}{x} < \Delta\varphi) + K_1, & \text{если } -\frac{\pi}{2} < \Delta\varphi < \frac{\pi}{2}; \\ P(-\frac{\pi}{2} < \arctg \frac{y}{x} < \Delta\varphi - \pi) + K_2, & \text{если } \frac{\pi}{2} < \Delta\varphi < \pi; \\ \pi, & \text{если } \Delta\varphi > \pi, \end{cases} \quad (8)$$

где $K_1 = P(\pi < \varphi < \frac{\pi}{2})$, $K_2 = P(\pi < \varphi < \frac{\pi}{2})$.

Плотность распределения вероятностей $f(\Delta\varphi)$ для случайного угла φ находится как производная от функции распределения:

$$f(\Delta\varphi) = F'(\Delta\varphi) = \left(\iint_D f(x, y) dx dy \right)' \Delta\varphi \quad (9)$$

В результате решения получено выражение для плотности распределения $f(\Delta\varphi)$:

$$f(\Delta\varphi) = \begin{cases} \frac{1}{2\pi} e^{-\frac{a^2}{2\sigma^2}} + \frac{a}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma} e^{-\frac{a^2 \sin^2 \Delta\varphi}{2\sigma^2}} \cos \Delta\varphi \cdot \Phi\left(\frac{a}{\sigma} \cos \Delta\varphi\right), & \text{если } \Delta\varphi \in (-\pi, \pi); \\ 0, & \text{если } \Delta\varphi \in (-\pi, \pi), \end{cases}$$

где $\Phi(x) = \int_{-\infty}^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$ (10)

При малых значениях систематической составляющей угловой производственной погрешности, т.е. при $a/\sigma \ll 1$, разложение правой части выражения (10) в степенной ряд по a/σ приведёт к выражению, ограниченному членами второго порядка:

$$f(\Delta\varphi) \approx \frac{1}{2\pi} + \frac{a}{2\sigma\sqrt{2\pi}} \cos(\Delta\varphi) + \frac{a^2}{4\pi\sigma^2} \cos 2(\Delta\varphi). \quad (11)$$

Из (11) следует, что плотность распределения угловой производственной погрешности представляет косинусоиду с амплитудой $\frac{a}{2\sigma\sqrt{2\pi}}$.

Сравнительный характер кривых распределения вероятностей угловых производственных погрешностей при различных соотношениях систематической и случайной погрешности представлен на рис.11.

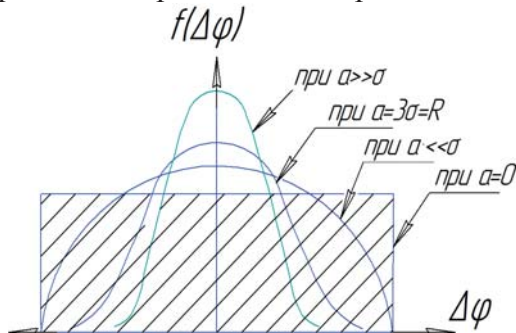


Рис. 11. Характер кривых распределения угловой погрешности при различных соотношениях систематической и случайной погрешности

Чтобы установить нормативные значения соотношения a/σ для оценки точности различных вариантов технологических процессов, необходимо исследование соотношения a/σ в действующем производстве методом статистического анализа.

Библиографический список

1. Дёмин, Ф.И. Расчёты точности геометрических систем и моделей [Текст] / Ф.И. Дёмин // Основы теории точности машин и приборов - СПб: Наука/РАН/Институт проблем машиноведения, 1993. - С.87-125.
2. Федорченко, Г.П. Суммирование векторных погрешностей. [Текст] / Г.П. Федорченко // Изв. высш. учеб. заведений. Сер. «Авиационная техника».- 1962. -№1. - С.105-109.
3. Вентцель, Е.С. Теория вероятностей и математическая статистика [Текст]: учеб. / Е.С. Вентцель – 5-е изд. – М.: Высш.шк. 1999. – 576 с.
4. Программная документация SIEMENS 810D/840D-MMC 103/PCU 50/BLOHM. Schleifring-Grupp.

THE STUDY OF THE LAWS OF DISTRIBUTION OF THE ANGULAR ERRORS IN PRODUCTION

© 2012 E. Yu. Ismaylova

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The influence of the ratio of systematic and random errors on the nature of the probability distribution of the angular error in production.

Angular error, random error, systematic error, distribution law, curves of the probability distribution.

Информация об авторах

Исмайлова Елена Юрьевна, заведующая отделением «Технология машиностроения» авиационного техникума, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: iselena-U@yandex.ru. Область научных интересов: точность обработки сложных поверхностей на станках с числовым программным управлением.

Ismaylova Elena Yuryevna, Managing branch «Technology of mechanical engineering» of Aerospace technical school Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: iselena-U@yandex.ru. Area of research: the study of the laws of distribution of the angular errors in production.

О ПРИМЕНЕНИИ ТЕХНОЛОГИИ МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ ДЛЯ РЕМОНТА И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ СИЛУМИНОВ

© 2012 М. М. Криштал, И. С. Ясников, П. В. Ивашин, А. В. Полунин

Тольяттинский государственный университет

Представлены результаты исследований по изучению возможности применения технологии микродугового оксидирования в качестве ремонтно-восстановительной. Показана возможность использования технологии для ремонта и восстановления геометрии рабочих поверхностей деталей из алюминиево-кремниевых сплавов, работающих в условиях высоких температур и значительных тепловых деформаций.

Силумины, микродуговое оксидирование, износостойкость, ремонт, энергомашиностроение.

Широкое использование алюминиевых сплавов в конструкции современной машиностроительной и энергетической техники обуславливает необходимость повышения износостойкости деталей из этих сплавов. Основная доля алюминиевых сплавов, используемых в энергомашиностроении – это литейные сплавы, среди которых наиболее широкое распространение получили алюминиево-кремниевые сплавы (силумины) [1]. Поэтому вопросы повышения износостойкости, а также ремонта деталей из силуминов и восстановления физических характеристик их рабочих поверхностей актуальны.

В значительной мере требованиям по износостойкости, способности воспринимать значительные температуры, высоким механическим свойствам и ресурсу отвечают различные покрытия, наносимые на рабочие поверхности деталей. Традиционно рабочие поверхности изделий из алюминиевых сплавов упрочняют различными покрытиями, как, например, Cromal, Nikasil, Locasil и им подобными. Однако некоторые методы нанесения покрытий на поверхности алюминиевых сплавов отличаются высокой себестоимостью, сложностью реализации технологического процесса и иногда – экологической вредностью технологии. Кроме того, ремонт деталей с подобными покрытиями практически невозможен ввиду высокой сложности и стоимости технологического процесса получения этих покрытий.

Альтернативой применяемым покрытиям является технология микродугового оксидирования (МДО) алюминиевых сплавов. Оксидные слои, полученные при МДО, благодаря своим механическим и теплофизическим свойствам, а также благодаря воз-

можности получения покрытий большей толщины, выгодно отличаются от оксидных плёнок, полученных традиционным анодированием [2], что позволяет применять их как защитные антифрикционные, износостойкие и теплоизоляционные покрытия [2], в том числе на силуминах [3,4]. МДО покрытия на силуминах отличаются высокой износостойкостью и адгезией к основе, в том числе при высоких температурах [5,6], что обуславливает целесообразность применения их в энергомашиностроении. В то же время недостаточно изученным остается вопрос о ремонтпригодности изделий из силуминов с поверхностями, упрочнёнными по технологии МДО.

Для выявления возможности восстановления поверхностей силуминов с помощью МДО проведены экспериментальные исследования.

Методика заключалась в оксидировании образцов алюминиево-кремниевых сплавов АК9ПЧ с последующим анализом геометрической однородности и микрорельефа поверхности с помощью электронного микроскопа CarlZeissSigma 02-09.

В ходе исследований использовались различные электролиты на основе натриевых или калиевых соединений.

Исследования показали, что в ходе нарастания оксидного слоя при МДО выравнивание микрорельефа поверхности происходит по-разному.

Использование электролита на основе натриевых соединений позволяет получать высококачественный оксидный слой с малой пористостью и высокой микротвёрдостью, позволяющий применять данный электролит для обработки и восстановления деталей, ра-

ботающих в тяжёлых температурных и трибологических условиях. Но при этом полученное покрытие склонно к сегментированию в случае неоптимальных режимов его синтеза. На рис. 1 и 2 представлены фотографии оксидного слоя, полученного микродуговым оксидированием в электролите на основе натриевых соединений.

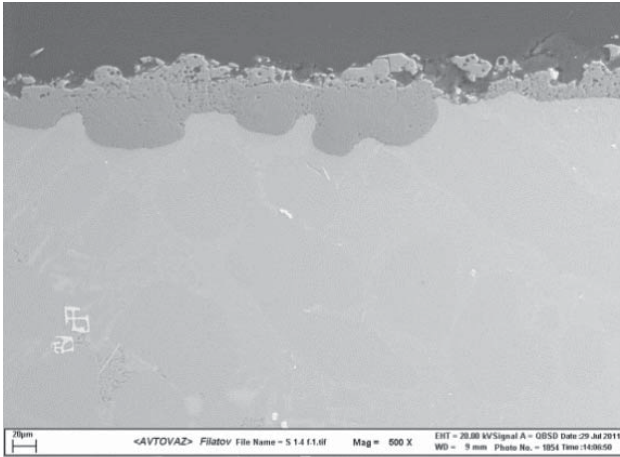


Рис.1. Иллюстрация восстановления геометрической однородности поверхности образца из сплава АК9ПЧ технологией МДО в натриевом электролите (увеличение $\times 500$)

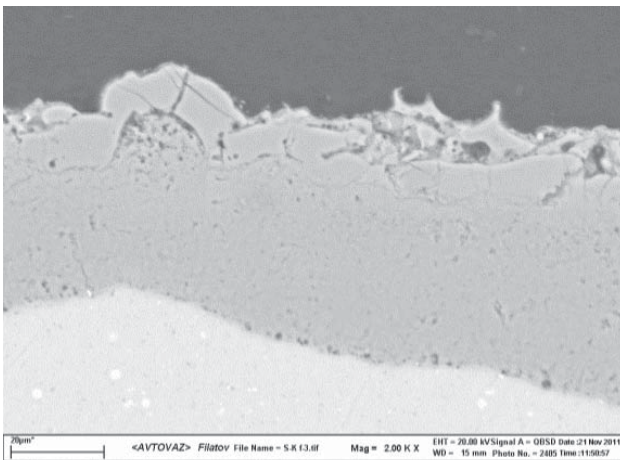


Рис.2. Иллюстрация восстановления геометрической однородности поверхности образца из сплава АК9ПЧ технологией МДО в натриевом электролите (увеличение $\times 2000$)

На рис. 1 и 2 видно, что происходит выравнивание микрорельефа поверхности и восстановление однородности его профиля. Необходимо отметить, что при этом получаемое покрытие склонно к сегментированию на отдельных участках в верхних слоях и образованию микротрещин (рис. 2), что говорит о необходимости оптимизации со-

става электролита для конкретного сплава и режимов оксидирования. Также необходимо учитывать, что скорость образования оксидного слоя составляет около 2-3 мкм/мин. Это несколько увеличивает длительность процесса оксидирования для восстановления микрорельефа поверхности.

Оксидирование образцов из сплава АК9ПЧ в электролите на основе калиевых соединений происходит с большими скоростями роста оксидного слоя, около 4-5 мкм/мин, что сокращает время обработки изделия и энергопотребление в процессе оксидирования по сравнению с МДО в электролите на основе натриевых соединений.

Однако необходимо отметить, что оксидный слой, получаемый в электролите на основе калиевых соединений, отличается от аналогичного, полученного в электролите на основе натриевых соединений, уменьшенной микротвёрдостью и большей пористостью. Это ограничивает применение калиевых электролитов для восстановления деталей, работающих в условиях трения и значительных температурных градиентов. Тем не менее, также отмечено, что происходит восстановление профиля поверхности микродуговым оксидированием в электролите на основе калиевых соединений, что проиллюстрировано на рис.3 и 4.

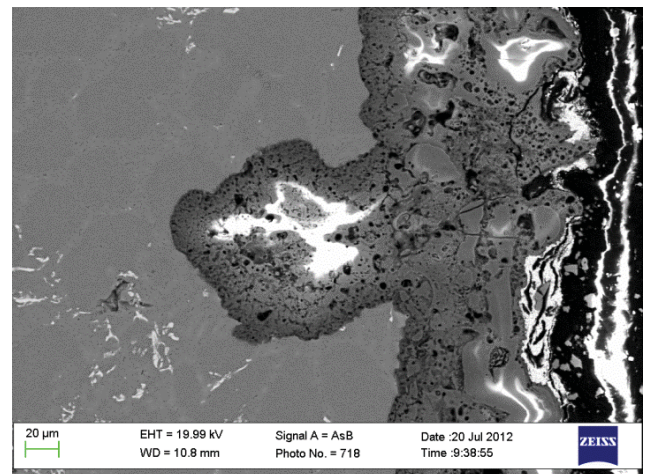


Рис. 3. Иллюстрация восстановления геометрической однородности поверхности образца из сплава АК9ПЧ технологией МДО в калиевом электролите ($\times 2000$)

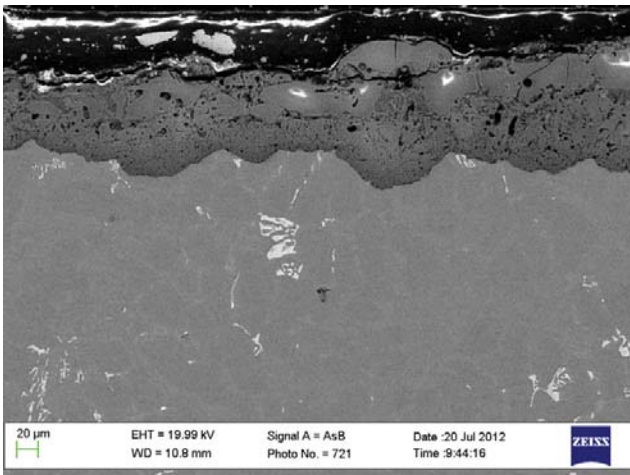


Рис. 4. Иллюстрация восстановления геометрической однородности поверхности образца из сплава АК9ПЧ технологией МДО в калиевом электролите ($\times 1000$)

В ходе экспериментов также установлено, что возможно применение технологии МДО для “залечивания” внутренних повреждений образцов, как, например, поры или усадочные раковины, а также трещины и микротрещины, в случае, если к ним есть малейшая возможность доступа электролита, что показано на рис. 5.

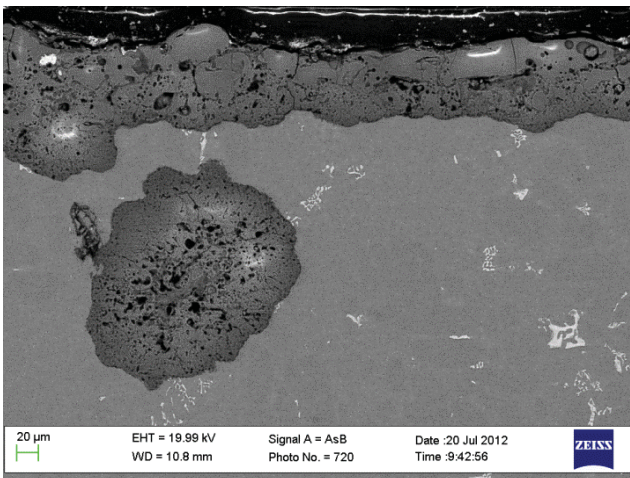


Рис. 5. Иллюстрация восстановления сплошности внутреннего материала образца из сплава АК9ПЧ технологией МДО

Наиболее эффективно происходит заполнение внутренних пор и пустот при МДО с помощью калиевого электролита, что, предположительно, объясняется более низкой вязкостью и более высокой текучестью и проникающей способностью электролита на основе калиевых соединений по сравнению с электролитом на основе натриевых соединений [2].

Следует отметить, что при восстановлении внутренней сплошности имеет место

заполнение повреждения базового материала прочным оксидным слоем с высокой адгезионной прочностью, но не происходит восстановление межатомных связей и структуры кристаллической решетки материала основы.

Таким образом, в ходе исследований выявлена возможность и перспективность применения технологии МДО для восстановления геометрии поверхностей деталей и внутренней однородности материала изделий из силуминов с содержанием кремния 4...15%, что позволяет судить о целесообразности применения технологии МДО в части ремонтпригодности таких деталей из алюминиевых сплавов, как, например, блок цилиндров, головка блока цилиндров, поршень, впускные коллектора.

Установлено, что для восстановления наиболее нагруженных и теплонапряжённых деталей, а также деталей, работающих в тяжёлых трибологических условиях, целесообразно использовать электролиты на основе соединений натрия при микродуговом оксидировании.

Для ремонта деталей, работающих в условиях значительных температурных перепадов, но без значительных трибологических и контактных нагрузок, а также восстановления геометрической однородности микрорельефа их поверхности целесообразно применять электролиты на основе соединений калия при микродуговом оксидировании.

Полученные данные могут быть использованы при разработке ремонтных и ремонтно-восстановительных технологий на основе технологии микродугового оксидирования для деталей из алюминиевых сплавов с содержанием кремния от 4 до 15%.

Библиографический список

1. Силумины. Атлас микроструктур и фрактограмм промышленных сплавов: справ. изд. [Текст] / под ред. Ю.Н. Тарана и В.С. Золотаревского. - М.: МИСИС, 1996.
2. Микродуговое оксидирование: теория, технология, оборудование [Текст] / И.В. Суминов [и др.]. - М.: Экомет, 2005.
3. A Wear-Resistant Coating for Aluminium-Silicon Alloys using Microarc Oxidation and an Application to an Aluminium Cylinder Block [Text] / M.M. Krishtal, B.A. Chudinov, S.E.

Pavlikhin [et al]. // SAE tech. paper 2002-01-0626, (SP-1683).

4. Krishtal, M.M. Oxide Layer Formation by Micro-Arc Oxidation on Structurally Modified Al-Si Alloys and Applications for Large-Sized Articles Manufacturing [Text] / M.M. Krishtal // Advanced Materials Research, 2009. Vol. 59. – p. 204-208.

5. Повышение износостойкости деталей алюминивно-кремниевых сплавов методом МДО для работы в экстремальных режимах трения [Текст] // М.М. Криштал, П.В. Ива-

шин, А.В. Полуниин [и др.] // Изв. Самар. Науч. центра Российской академии наук, 2011. - Т. 13. -№4(3). - С. 765-768.

6. О первичной оценке воздействия температурных перепадов на механические свойства защитного оксидного слоя, полученного микродуговым оксидированием на сплаве АК9 [Текст] // М.М. Криштал, П.В. Ивашин, Д.А. Павлов [и др.] // Вестн. СГАУ.- 2011. -№5 (29). - С. 138-143.

THE APPLICATION OF TECHNOLOGY MICROARC OXIDATION TO REPAIR AND RESTORE CHARACTERISTICS OF PRODUCTS FROM ALUMINUM ALLOY AK9

© 2012 M. M. Krishtal, I. S. Yasnikov, P. V. Ivashin, A. V. Polunin

Togliatty State University

The results on studies of the possibility of applying the technology of micro-arc oxidation as the repair and replacement technology for aluminum alloys are presented. The possibility of using technology MAO to repair and restore the geometry of the working surfaces of parts made of aluminum-silicon alloys operating at high temperatures and significant thermal deformations was displayed.

Silumin, micro arc oxidation, durability, heat-resistance, repair and replacement technology, power machine building.

Информация об авторах

Криштал Михаил Михайлович, доктор технических наук, профессор, ректор, Тольяттинский государственный университет. E-mail: krishtal@tltso.ru. Область научных интересов: трибология, физика металлов.

Ясников Игорь Станиславович, доктор физико-математических наук, профессор, Тольяттинский государственный университет. E-mail: kart2001@rambler.ru. Область научных интересов: трибология, физика металлов.

Ивашин Павел Валентинович, кандидат технических наук, доцент, Тольяттинский государственный университет. E-mail: ivashinpv@rambler.ru. Область научных интересов: конструкция тепловых двигателей, рабочие процессы.

Полуниин Антон Викторович, инженер, Тольяттинский государственный университет. E-mail: polfam@mail.ru. Область научных интересов: трибология, конструкция и рабочие процессы тепловых двигателей.

Krishtal Michail Michailovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Rector, Togliatty State University. E-mail: krishtal@tltso.ru. Area of Research: tribology, metal physic.

Yasnikov Igor Stanislavovich, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, Togliatty State University. E-mail: kart2001@rambler.ru. Area of Research: tribology, metal physic.

Ivashin Pavel Valentinovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Togliatty State University. E-mail: ivashinpv@rambler.ru. Area of Research: heat machines construction and working processes.

Polunin Anton Victorovich, engineer, Togliatty State University. E-mail: polfam@mail.ru. Area of Research: tribology, heat machines construction, working processes.

ПРОФИЛИ УДАРНЫХ ВОЛН В РЕЛАКСИРУЮЩЕМ ГАЗЕ С ВНЕШНИМ ИСТОЧНИКОМ ЭНЕРГИИ

© 2012 Д. А. Анчиков¹, Р. Н. Галимов¹, Д. И. Завершинский¹, В. Г. Макарян¹,
Н. Е. Молевич²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

²Самарский филиал Учреждения Российской академии наук Физического института имени
П.Н. Лебедева

В работе получены решения дифференциальных уравнений, описывающих стационарные профили ударноволновых структур в неравновесном релаксирующем газе с внешним источником энергии. Исследованы одномерные и двумерные (плоская и цилиндрическая) ударноволновые структуры.

Ударные волны, неравновесный газ, устойчивость газодинамических структур, ударноволновые профили.

Введение

В последнее время большое количество экспериментальных работ свидетельствуют об аномальном поведении ударных волн в неравновесных средах. Например, в слабо-ионизированном газе наблюдается усиление ударной волны, распад фронта ударной волны и появление предвестника перед фронтом ударной волны [1-3]. Усиление и модификация слабых ударных волн могут быть вызваны новыми дисперсионно-вязкостными свойствами неравновесных сред. В [2-4] подробно рассмотрены принципиальные различия между акустикой равновесных сред и акустикой таких неравновесных сред как колебательно-возбужденный газ, неизотермическая плазма, химически активная смесь, среды с неравновесным фазовым составом и др. В таких средах коэффициент второй (объёмной) вязкости ξ и дисперсия звука могут быть отрицательными: $\xi < 0$ и $c_0 > c_\infty$. Здесь c_0 , c_∞ – равновесная (низкочастотная) и замороженная (высокочастотная) скорости звука, соответственно. Среда, имеющие отрицательную вязкость, могут быть акустически активными. Кроме того, низкочастотный коэффициент газодинамической нелинейности Ψ_0 является сложной функцией от степени неравновесности. Только замороженный коэффициент газодинамической нелинейности имеет обычную

форму $\Psi_\infty = (\gamma_\infty + 1) / 2$. Существуют области степени неравновесности, в которых $\Psi_0 < 0$.

В работе исследуется влияние новых акустических свойств стационарно неравновесных сред с релаксационным процессом и источником энергии на структуру ударных волн в таких средах. Рассмотрены одномерные и двумерные (плоская и цилиндрическая) ударно-волновые структуры.

Структура ударных волн в неравновесной среде. Бифуркационная диаграмма

Исходная система газодинамических уравнений для исследуемой модели среды имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} &= 0, \\ \rho \frac{dv}{dt} &= -\frac{\partial P}{\partial x}, \\ C_{V\infty} \frac{dT}{dt} + \frac{dE_v}{dt} - \frac{T}{\rho} \frac{d\rho}{dt} &= Q - I, \\ \frac{dE_v}{dt} &= \frac{E_e - E_v}{\tau_v(T, \rho)} + Q. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь E_v – энергия колебательных степеней свободы молекул; E_e – её равновесное значение; τ_v – время колебательной релаксации; Q – мощность внешнего источника колебательной энергии (в частности, электрическая накачка в разряде, химическая или оптическая накачка), который поддерживает

степень неравновесности $S = (E_{v_0} - E_{e_0})/T_0 = Q\tau_v/T_0$; v , T , ρ , P соответственно скорость, температура, плотность и давление, $I = Q$ – теплоотвод и $d/dt = \partial/\partial t + v\partial/\partial x$.

Газ со стационарной неравновесностью и Ландау-Теллеровской зависимостью времени релаксации имеет пять областей степени неравновесности S с качественно различными свойствами.

Область 1: $S < S_{thr} = C_v/(C_{v\infty} - \tau_T)$, где $C_v = dE_{e_0}/dT_0$, $\tau_T = \partial \ln \tau_{v_0}/\partial \ln T_0$. В этой области вторая вязкость положительна $\xi > 0$, дисперсия положительна $c_0 < c_\infty$ и коэффициент нелинейности положительный: $\Psi_0 \approx (\gamma_0 + 1)/2$ подобно равновесным средам.

Область 2: $S_{thr} < S < S_n$. В этой области дисперсия и вторая вязкость отрицательные ($\xi < 0, c_0 > c_\infty$). Низкочастотный коэффициент нелинейности положительный: $\Psi_0 > 0$. Здесь S_n является степенью неравновесности, при которой происходит смена знака низкочастотного коэффициента нелинейности, то есть определяется из уравнения $\Psi_0(S_n) = 0$, где

$$\Psi_0 = \left[\frac{S_0 \tau_T (1 + S_0)}{C_{p_0} C_{v_0}} + \frac{1 + 2C_{v_0}}{2C_{v_0}} - \frac{S_0 (1 + S_0)^2}{2C_{p_0} C_{v_0}^2} \tau_{TT} \right],$$

$$\tau_{TT} = \frac{T_0^2}{\tau_{v_0}} \frac{\partial^2 \tau_{v_0}}{\partial T_0^2},$$

$C_{v_0} = C_{v\infty} + C_v + S_0 \tau_T$, $C_{p_0} = C_{p\infty} + C_v + S_0(\tau_T + 1)$ – низкочастотные теплоёмкости при постоянном объёме и давлении в колебательно-возбужденном газе, соответственно.

Область 3:

$S_n < S < S_V = -(C_{v\infty} + C_v)/\tau_T$. Здесь вторая вязкость отрицательная: $\xi < 0$, дисперсия также отрицательная: $c_0 > c_\infty$, низкочастотный коэффициент нелинейности отрицательный: $\Psi_0 < 0$.

Область 4: $S_V < S < S_P$, где $S_P = -(C_{p\infty} + C_v)/(\tau_T + 1)$. Здесь вторая вязкость отрицательная: $\xi < 0$, $\Psi_0 < 0$, низкочастотные теплоёмкости имеют разные знаки: $C_{v_0} < 0$, $C_{p_0} > 0$.

Область 5: $S > S_P$. В этой области $\xi < 0$, $c_0 < c_\infty$, $\Psi_0 > 0$, $C_{v_0} < 0$, $C_{p_0} < 0$.

Структура ударной волны за скачком фронта $\rho_d = (\gamma_\infty + 1)D^2 \rho_0 / [(\gamma_\infty - 1)D^2 + 2c_\infty^2]$ была получена с помощью численного решения уравнения [5]:

$$\frac{d\rho}{dz} = - \frac{\rho \left[\frac{E_e(\rho) - E_v(\rho)}{\tau_v(\rho)} + Q \right]}{\rho_0 D \left(\frac{dE_e}{d\rho} \right)} \equiv \frac{A(\rho)}{B(\rho)}, \quad (2)$$

$$E_v(\rho) = E_{v_0} + M \left\{ C_{p\infty} \frac{P_0}{\rho_0} + \frac{D^2}{2} - \frac{C_{p\infty}}{\rho} \left[P_0 + \rho_0 D^2 \left(1 - \frac{P_0}{\rho} \right) \right] - \frac{1}{2} \left(\frac{P_0 D}{\rho} \right)^2 \right\}$$

где $z = x - Dt$ – автомодельная координата, D – скорость ударной волны.

Интегральные кривые и возможные стационарные волновые решения уравнения (2) были получены в [6]. Все результаты могут быть представлены на бифуркационной диаграмме (рис. 1).

Граница раздела областей 3 и 2 $D_{cr1}(S)$ бифуркационной диаграммы определяется после исключения плотностей из условий $A(\rho, D_{cr1}, S) = 0$ и $B(\rho, D_{cr1}) = 0$, $D_f(S)$ – после исключения плотности из условий $A(\rho, D_b, S) = 0$ и $\partial A(\rho, D_b, S)/\partial \rho = 0$, а граница раздела областей 1 и 2 $D_{cr2}(S)$ – из условия $A(\rho_d(D_{cr1}), D_{cr1}, S) = 0$.

В области 1 бифуркационной диаграммы ударные волны имеют профиль с медленным сжатием к конечному состоянию после ударного скачка уплотнения (рис. 1). В ударных волнах в области 2 за скачком уплотнения следует медленное разряжение к конечному состоянию. Стационарные ударные волны, параметры D и S которых соответствуют границе раздела $D_{cr2}(S)$, имеют профиль ступени. В третьей области решений в виде стационарных волн не существует.

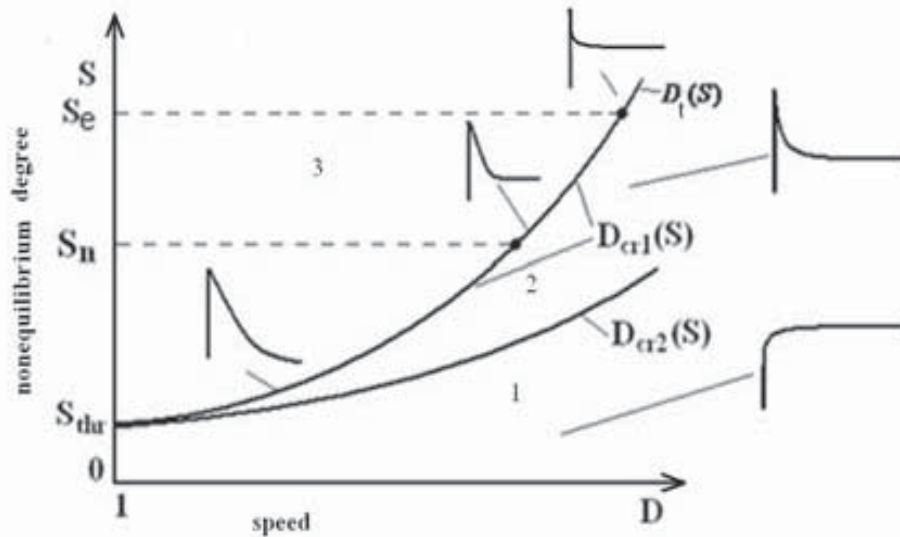


Рис. 1. Бифуркационная диаграмма [6]

Как известно, ударная волна становится неустойчивой, если скорость распространения звука за фронтом волны меньше, чем скорость самой ударной волны. Для исследуемой модели среды это условие соответствует области 3 на бифуркационной диаграмме. Скорость D_t является аналогом скорости Жуге в теории детонации. Для $D = D_{cr1}(S)$ или $D = D_t$ стационарная волна имеет форму импульса с амплитудой ρ_d или волны с ненулевой асимптотой. Для малой степени неравновесности этот автоволновый импульс имеет ударноволновой фронт и экспоненциальный «хвост» [5]:

$$\rho(z) = \rho_d \exp \frac{(x - x_0) C_{VU} \Psi_0}{2 \Psi_m C_{VU} C_m \Gamma_0}$$

Для исследования эволюции ударных волн в стационарно неравновесной среде с релаксационным процессом и источником энергии численно промоделирована эволюция возмущения в виде ступеньки. Ударные волны в областях 1 и 2 бифуркационной диаграммы эволюционно устойчивы. В области 3 $S - D$ - диаграммы результатом эволюции ударных волн являлись автоволновые структуры двух типов: импульс или волна с ненулевой асимптотой. Их форма, амплитуда и скорость не зависят от амплитуды начального возмущения, а определяются только параметрами среды.

Для $S_{thr} < S < S_n$ нестабильные волны при $D < D_{cr1}$ распадаются на последовательность автоволновых импульсов одинаковой амплитуды, распространяющихся со скоростью $D = D_{cr1}(S)$. Для $S_n < S < S_e$ нестабильные волны распадаются на последовательность автоволн с ненулевой асимптотой и подобной скоростью $D = D_{cr1}(S)$ (рис. 2). Формирование последовательности автоволн при $S_{thr} < S < S_e$ связано с акустической активностью, сохраняющейся за фронтом волны. Напротив, при $S > S_e$ нестабильные волны трансформируются в одну автоволну, распространяющуюся со скоростью $D = D_t(S)$.

Также была исследована поперечная (гофрировочная) устойчивость автоволновых структур. На рис. 2 показана зависимость плотности газа в неустойчивой ударной волне от пространственных координат в различные моменты времени. Фронт начального возмущения, имеющего форму ступеньки, был синусоидально деформирован в направлении распространения волны (рис.2, 1). На начальном этапе эволюции (рис. 2, 3) поперечное искажение фронта переходило в поперечное искажение амплитуды на фронте волны. В дальнейшем это искажение быстро затухало, и оторвавшаяся от основной ударной волны автоволновая структура имела неискажённый плоский передний фронт (рис. 2).

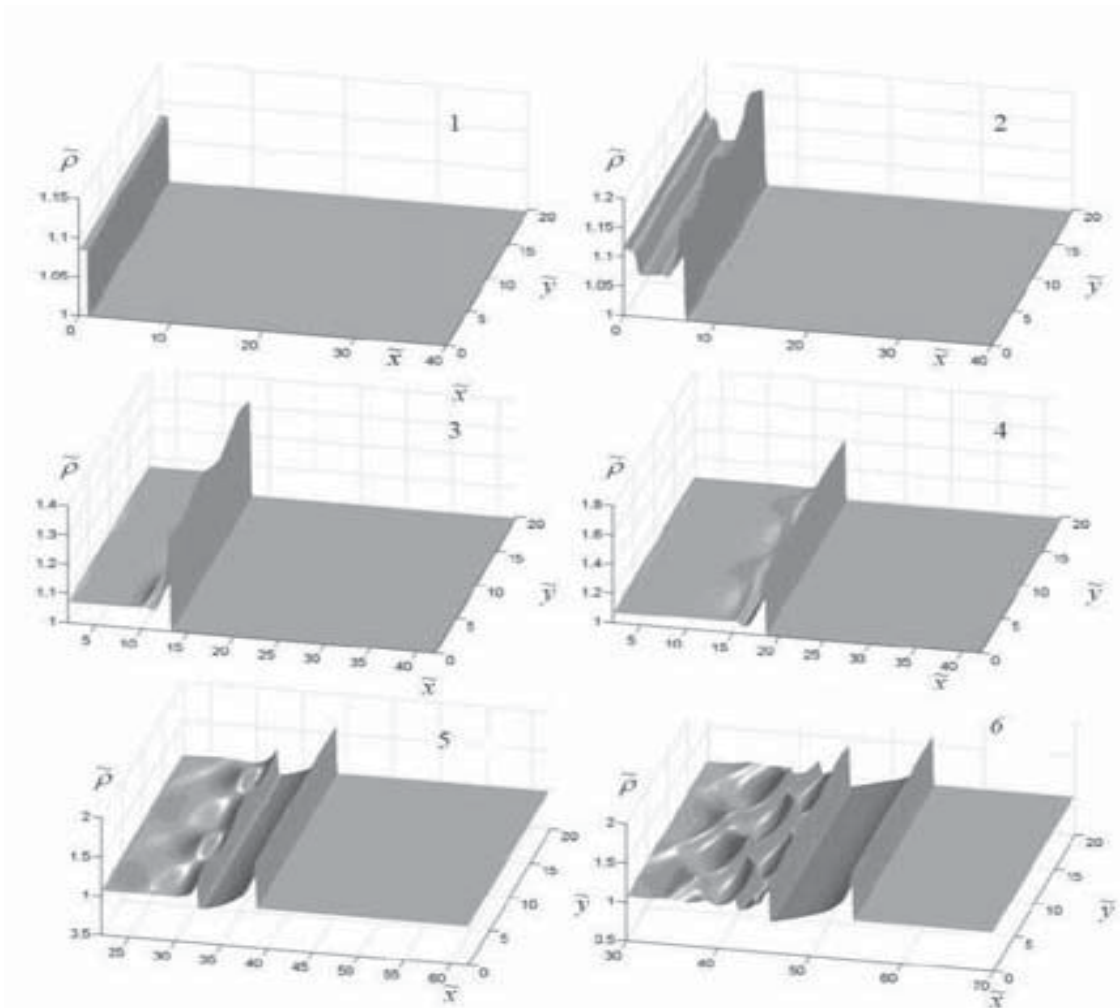


Рис. 2. Устойчивость плоского фронта автоволновой структуры для двухмерной геометрии. Начальное поперечное синусоидальное возмущение на меняет самоподдерживающуюся структуру

Работа частично поддержана Минобрнауки РФ, государственное задание на выполнение работ на 2012-2014 годы, шифр 2.560.2011 и ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., ГК № 14.740.11.0999, 14.740.11.1140, 14.В37.21.0767, №14.132.21.1423, 14.132.21.1440 контракты, НИР №ГР 01201156352 и фондом «Династия».

Библиографический список

1. Климов, А.И. Неизотермическое приближение в плазменной аэродинамике [Текст] / А.И. Климов, В. Битюрин, Ю. Серов // Paper AIAA.- 0348.- 2001.
2. Молевич, Н.Е. Акустические свойства неравновесных сред [Текст] / Н.Е. Молевич, // Paper AIA.- 020.- 2004.
3. Молевич, Н.Е. Влияние термодинамической неравновесности на акустические свойства газов [Текст] / Н.Е. Молевич, А.И.

Климов, В.Г. Макарян // Международный журнал аэроакустики.- 2005. - Вып. 4. - №3&4. - С. 345-355.

4. Макарян, В.Г. Стационарные ударные волны в неравновесной среде [Текст] / В.Г. Макарян, Н.Е. Молевич // Plasma Sources Sci. Technol.- 2007. - Т. 16.- С. 124-131.

5. Макарян, В.Г. Структура газодинамических возмущений в термодинамически неравновесной среде со степенной зависимостью времени релаксации [Текст] / В.Г. Макарян, Н.Е. Молевич // Механика жидкости и газа.- 2004.- Т. 39.- №5.- С. 836-845.

6. Галимов, Р.Н. Структура и бифуркации плоских ударных волн в колебательно-возбужденном газе с внешним источником энергии [Текст] / Р.Н. Галимов, Н.Е. Молевич // Механика жидкости и газа. - 2009.- Т. 44. - №1.- С. 158-169.

SHOCK WAVE PROFILES IN RELAXING GAS WITH EXTERNAL ENERGY SOURCE© 2012 D. A. Anchikov¹, R. N. Galimov¹, V. G. Makaryan¹, N. E. Molevich²¹Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)²Lebedev Physical institute RAS, Samara branch

In this paper the shock wave profiles in nonequilibrium relaxing gas with the external energy source are investigated theoretically.

Shock waves, nonequilibrium gas, stability of gas dynamic structures, shock wave profiles.

Информация об авторах

Анчиков Дмитрий Александрович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: swadimaz@mail.ru. Область научных интересов: нелинейная динамика.

Галимов Ринат Насихович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: renrk@mail.ru. Область научных интересов: механика жидкости, газа и плазмы, акустика.

Завершинский Дмитрий Игоревич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: dimanzav@mail.ru. Область научных интересов: акустика.

Макарян Владимир Георгиевич, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры физики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: vmak@rambler.ru. Область научных интересов: механика жидкости, газа и плазмы, акустика.

Молевич Нонна Евгеньевна, профессор, доктор физико-математических наук, профессор, заведующая теоретическим сектором, Самарский филиал физического института имени П.Н. Лебедева РАН. E-mail: molevich@fian.smr.ru. Область научных интересов: механика жидкости, газа и плазмы, акустика.

Anchikov Dmitrii Aleksandrovich, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: swadimaz@mail.ru. Area of research: nonlinear dynamics.

Galimov Rinat Nasikhovich, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: renrk@mail.ru. Area of research: mechanics of liquid, gas and plasma, acoustics.

Zavershinskii Dmitrii Igorevich, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: dimanzav@mail.ru. Area of research: acoustics.

Makaryan Vladimir Georgievich, associate professor, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: vmak@rambler.ru. Area of research: mechanics of liquid, gas and plasma, acoustics.

Molevich Nonna Evgenievna, doctor of sciences (physics), professor, head of theoretical sector, P.N. Lebedev Physical Institute RAS (Samara branch). E-mail: molevich@fian.smr.ru. Area of research: mechanics of liquid, gas and plasma, acoustics.

АНАЛИЗ ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ ГИБРИДНЫХ ПРИВОДОВ АВТОТРАНСПОРТА

© 2012 А. Ф. Синяков, А. Г. Гимадиев, В. Н. Илюхин, В. Я. Свербилов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Изложен материал, полученный в результате аналитического обзора научно-технической литературы с оценкой актуальности использования и основных направлений развития гибридных приводов автотранспорта.

Гидравлический гибридный привод, электрический гибрид, рекуперация энергии, экономия топлива, вредные выбросы, обзор, анализ эффективности.

Введение

Гибридный автомобиль – это транспортное средство (ТС), использующее для привода ведущих колёс источники энергии различного типа. Например, источники тепловой, гидравлической, электрической энергии, входящие в гибридную силовую установку (ГСУ). Тенденция развития и увеличение производства гибридов обусловлены повышением требований международных стандартов к экологической безопасности и экономичности ТС, а также ростом цен на углеводородное топливо. Перспективность использования гибридных технологий заключается в значительном снижении расхода топлива ТС, а также количества вредных выбросов в окружающую среду, что особенно актуально для городского автотранспорта.

Когда речь идёт о гибридном автомобиле, то в первую очередь могут возникнуть ассоциации, связанные с электрическими гибридами, в которых в качестве первичного источника энергии используется двигатель внутреннего сгорания (ДВС), бензиновый или дизельный, а вторичным является электрический накопитель энергии (батарея или суперконденсатор), связанный с электродвигателем-генератором. В промышленном масштабе налажено производство легковых автомобилей, мелкосерийное производство фургонов, автобусов и грузовиков, в которых используется комбинация ДВС и электропривода.

Ещё одна технология совмещения приводов – это гидравлические гибриды. Основными компонентами, входящими в состав гидравлических ГСУ, являются ДВС, насос-

моторы, аккумулятор высокого давления и бак низкого давления, трубопроводы, электронный блок управления. По данным существующих исследований эффективность использования энергии, экономичность и эксплуатационные характеристики гидравлических гибридов не уступают электрогибридам, а по некоторым основным параметрам превосходят их. В связи с этим целесообразно сравнить эти технологии и выявить их индивидуальные особенности в соответствии с поставленными задачами:

- использование ДВС только на режимах, соответствующих высокому коэффициенту полезного действия (КПД);
- выбор оптимального соотношения мощности ДВС и аккумулятора энергии;
- уменьшение рабочего объёма двигателя, применение прогрессивных рабочих процессов;
- использование технологии start/stop, при которой ДВС выключается при прекращении движения ТС и запускается при достижении определённой скорости;
- рекуперация энергии торможения с наибольшей эффективностью;
- применение переменной трансмиссии.

Как отмечают производители, гидравлическая гибридная технология имеет большой коммерческий потенциал для широкого диапазона ТС, которые совершают частые кратковременные остановки (режим движения «stop-and-go»), такие как городские и пригородные автобусы, маршрутные такси, фургоны и грузовики, доставляющие продукцию, мусоровозы. Если автомобиль чаще передвигается с постоянной скоростью, то лучше использовать электрическую ГСУ.

Классификация ТС с ГСУ

На сегодняшний день с учётом развития гибридных технологий образовалось несколько классификаций ТС с ГСУ. Первая - по типу накопителей (электрические, гидромеханические). Вторая - по степени гибридации (микрогибрид (micro hybrid), мягкий гибрид (mild hybrid), полный гибрид (full hybrid)). Третья - по типу конструктивных схем ГСУ. Рассмотрим более подробно третью классификацию как наиболее важную.

Последовательная схема ГСУ

В последовательной схеме ГСУ, изображённой на рис. 1, отсутствует механическая связь между ДВС и ведущими колёсами. ДВС соединён с насосом, питающим гидромотор, посредством которого крутящий момент передаётся на колёса и заряжается аккумулятор.

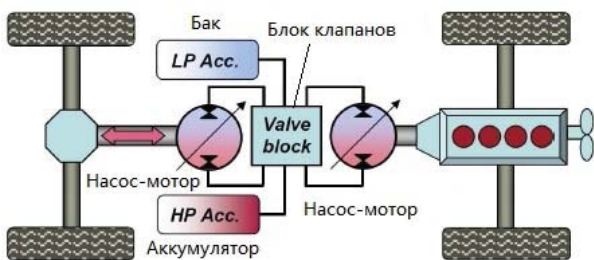


Рис. 1. Последовательная схема ГСУ

Когда аккумулятор полностью заряжен, двигатель автоматически отключается, а при необходимости пополнения запаса энергии запускается вновь. Эта схема позволяет эксплуатировать двигатель малой мощности с наибольшей эффективной комбинацией крутящего момента и скорости, добиваясь максимальной топливной эффективности и минимальных выбросов. Последовательные гибриды приспособлены к малым скоростям в режиме движения «stop-and-go». Внедрить такую схему просто, т. к. можно обеспечить любую компоновку элементов привода. Потери энергии в такой схеме больше, чем в механической трансмиссии, но они покрываются за счёт рекуперации.

Принцип работы последовательной схемы ГСУ удобно рассматривать по частям, в зависимости от условий движения гибридного автомобиля:

1. Режим лёгкого ускорения и короткий по времени крейсерский режим.

При нажатии педали газа насос-мотор использует высокое давление жидкости из аккумулятора для вращения колёс.

2. Режим крейсерского движения.

Когда уровень давления в аккумуляторе становится равным минимальному значению, то включается двигатель и начинает перекачивать жидкость из бака в аккумулятор. Двигатель выключается при достижении максимально установленного давления в аккумуляторе.

3. Режим рекуперативного торможения.

В режиме движения «stop-and-go» ключевым является процесс рекуперативного торможения, при котором в аккумулятор запасается основная часть энергии. Когда автомобиль начинает тормозить, насос-мотор использует инерцию автомобиля для повышения давления жидкости в аккумуляторе. При новом ускорении запасённая энергия из аккумулятора идёт на разгон автомобиля.

Параллельная схема ГСУ

В параллельной схеме ГСУ, изображённой на рис. 2, крутящий момент двигателя через трансмиссию и карданный вал передаётся на ведущие колёса. Гидравлические компоненты, связанные с валом, помогают при ускорении ТС. ДВС и гидропривод могут работать независимо друг от друга.

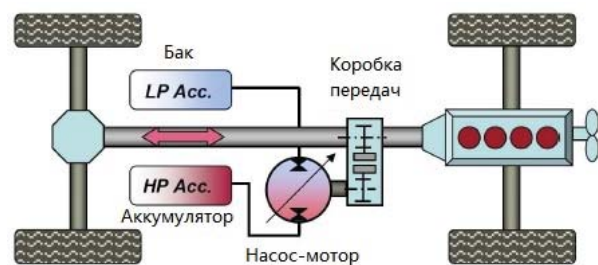


Рис. 2. Параллельная схема ГСУ

Параллельная схема имеет высокий КПД и хорошие массогабаритные показатели, относительно дешёвая. К недостаткам параллельной схемы относится сложность согласования работы ДВС и гидропривода. От этого можно уйти, обеспечив передачу момента на разные колёса. Однако такой приём не всегда допустим по условиям размещения тягового оборудования и баланса масс ТС.

Для параллельной схемы ГСУ можно выделить четыре режима работы:

1. Режим с лёгким ускорением.

Гидравлический привод приводит в движение ТС до скорости 40-60 км/ч.

2. Режим длительного ускорения.

Гидравлический привод действует совместно с двигателем.

3. Режим крейсерского движения.

Движение осуществляется только за счёт двигателя.

4. Режим рекуперативного торможения.

Последовательно-параллельная схема ГСУ

Последовательно-параллельная (комбинированная) схема может работать как последовательно, так и параллельно. Комбинированная схема объединяет преимущества последовательной и параллельной схемы. Распределение мощности от двигателя и гидропривода к ведущим колёсам осуществляется через механический и гидравлический канал в соотношении от 0 до 100% от номинальной мощности.

В последовательно-параллельной схеме ГСУ выделяются следующие режимы работы:

1. Режим с лёгким ускорением.

2. Режим крейсерского движения

Движение осуществляется за счёт двигателя и гидропривода.

3. Режим длительного ускорения.

4. Режим рекуперативного торможения.

Такая схема обеспечивает высокую экономичность, максимальную гибкость в режимах работы системы тягового привода, но является сложной в разработке и реализации, требует создания сложных и дорогих механических элементов.

Реальные схемы ГСУ современных автомобилей, как правило, сложнее и многообразнее по способу компоновки элементов системы.

Оценка эффективности ГСУ

Как отмечалось выше, концептуальные основы электрических и гидравлических гибридов схожи. Поэтому эксплуатационные, технические и экономические преимущества и недостатки присущи обоим типам гибридов (табл. 1-3).

Таблица 1. Характеристики гибридных автомобилей

Преимущества	Недостатки
<ul style="list-style-type: none"> - Экономия топлива за счёт дополнительного привода и рекуперации энергии торможения, высокого КПД гидромотора/электромотора на всём диапазоне рабочих параметров, а также использования двигателя меньшей мощности. - Снижение уровня вредных выбросов. - Быстрая окупаемость затрат на ГСУ при эффективном использовании привода (2-3 года). - Снижение части эксплуатационных затрат за счёт увеличения срока службы тормозной системы. 	<ul style="list-style-type: none"> - Большая стоимость гибридного автомобиля по сравнению с обычным ТС (больше на 15-20%). - Сложная конструкция ГСУ. - Недостаточно развитая инфраструктура (сервисное обслуживание). - Возможные трудности с сертификацией ТС с ГСУ.

Таблица 2. Характеристики гидравлических ГСУ

Преимущества	Недостатки
<ul style="list-style-type: none"> - Эффективность использования на тяжёлых ТС при движении в режиме stop-and-go. - Автоматическая бесступенчатая передача крутящего момента. - Высокий крутящий момент и большая мощность гидромотора при минимальных размере и весе. - Эффективный процесс рекуперации энергии торможения. - Низкие потери энергии в гидроаккумуляторе (менее 2-5% из-за нагревания азота при сжатии). - Более быстрый процесс окупаемости, чем для электрического привода при использовании на городском транспорте. 	<ul style="list-style-type: none"> - Гидравлическая система малоэффективна при использовании на легковых ТС и движении с постоянной скоростью. - Низкий КПД по сравнению с механическим приводом для последовательной схемы. - Нежелательные явления, присущие гидроприводу во время работы (нагрев рабочей жидкости, утечки при высоких давлениях, высокие требования к чистоте рабочей жидкости).

Таблица 3. Характеристики электрических ГСУ

Преимущества	Недостатки
<ul style="list-style-type: none"> - Эффективность использования на легковых ТС при движении с постоянной скоростью. - Электродвигатели дешевле, проще в конструктивном отношении по сравнению с гидравлическим приводом. - Низкий уровень шума от работы ТС с электрической ГСУ. 	<ul style="list-style-type: none"> - Большая масса, низкая ёмкость, маленький срок службы аккумуляторной батареи. - Проблема быстрой зарядки батарей. - Низкая эффективность рекуперации энергии торможения по сравнению с гидравлическим приводом. - Пиковые нагрузки вызывают быстрый перегрев всего узла и потери энергии. - Высокая стоимость батарей и суперконденсаторов.

Слабым местом электрических ГСУ являются аккумуляторные батареи. Поэтому иногда в ГСУ используются суперконденсаторы, которые более энергоёмки и быстро заряжаемы. В них скорость зарядки не ограничена химическими процессами, как в аккумуляторах. Неоднозначно утверждение о маленьком сроке службы батарей, который может находиться в диапазоне 80-350 тысяч километров пробега.

Процесс преобразования энергии в ГСУ зависит от количества соединённых компонентов, а также от КПД каждого из них. На рис. 4 показаны КПД компонентов, входящих в состав параллельной электрической и гидравлической ГСУ.

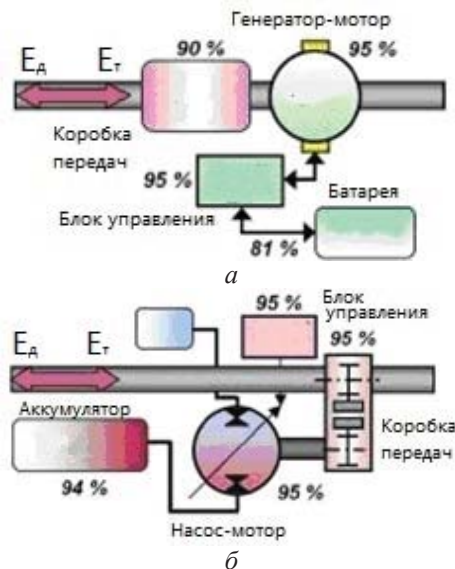


Рис. 4. Электрическая и гидравлическая ГСУ: а - электрическая система; б - гидравлическая система

КПД преобразования энергии для каждого компонента ГСУ выражен в процентах, где E_d - энергия движения, E_t - энергия торможения. КПД восстановления энергии при торможении может быть рассчитан, как отношение энергии, запасённой во время

торможения, к энергии, используемой для движения:

$$\frac{E_{T, зап}}{E_{д, исп}} = \eta_{эн. сохр.} \cdot \eta_{блок. упр.}^2 \cdot \eta_{н-м}^2 \cdot \eta_{кор. пер.}^2$$

где $\eta_{эн. сохр.}$ - КПД цикла сохранения энергии; $\eta_{блок. упр.}$ - КПД блока управления; $\eta_{н-м}$ - КПД насос-мотора; $\eta_{кор. пер.}$ - КПД коробки передач.

По расчётам КПД восстановления энергии для электрической системы – 0,53 оказался меньше, чем КПД восстановления энергии для гидросистемы – 0,69. КПД восстановления энергии для гидроаккумулятора составляет 94%. Для электроаккумулятора он составляет 81%, что является нормальным значением для литий-ионного аккумулятора.

Из табл. 4 видно преимущество гидроаккумуляторов по сравнению с электрической батареей.

Таблица 4. Сравнение характеристик гидроаккумулятора и электрической батареи

	Гидравлический аккумулятор	Электрические батареи (Li-ion)
Удельная мощность	5 кВт/кг	0,5 кВт/кг
Удельная энергия	4-11 кДж/кг	150 кДж/кг
КПД цикла	94%	81%

Преимущество гидравлических аккумуляторов заключается в их высокой удельной мощности и высоком КПД цикла. Это означает, что при рекуперации сохраняется большое количество энергии по сравнению с электрическими батареями. Низкий КПД цикла электрических батарей определяется требуемым временем их зарядки.

В электрических гибридах рациональнее использовать параллельную схему подключения компонентов, так как она обеспе-

чивает большую мощность для движения, с учётом недостатков современных батарей при движении в режиме «stop-and-go». При движении с постоянной скоростью (загородный цикл) более эффективно использовать электрические ГСУ. В гидравлических гибридах одинаково эффективно применять и последовательную, и параллельную схемы. Большой положительный эффект от использования гидравлических ГСУ наблюдается

при движении в режиме «stop-and-go» с большими нагрузками и работой в режиме холостого хода.

Работа выполнена при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., в рамках реализации мероприятия № 1.3.2 «Проведение научных исследований целевыми аспирантами».

STATE OF THE ART ANALYSIS IN THE AUTOMOTIVE HYBRID DRIVES

© 2012 A. F. Sinyakov, A. G. Gimadiev, V. N. Ilukhin, V. Ya. Sverbilov

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The paper presents an analytical review of hybrid drives of vehicles.

Hydraulic hybrid, electric hybrid, energy recovery, fuel economy, emissions, analysis efficiency.

Информация об авторах

Синяков Антон Фёдорович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: anfessin@gmail.com. Область научных интересов: гидравлический гибридный транспорт, исследование динамических характеристик гибридных систем.

Гимадиев Асгат Гатъятович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: gimadiev_ag@mail.ru. Область научных интересов: автоматика и регулирование двигателей летательных аппаратов

Илюхин Владимир Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: iwnik@yandex.ru. Область научных интересов: мехатроника и робототехника, исследование динамических характеристик цифровых регуляторов.

Свербилов Виктор Яковлевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: v.sverbilov@mail.ru. Область научных интересов: исследование динамики гидросистем.

Sinyakov Anton Fedorovich, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: anfessin@gmail.com. Area of research: hydraulic hybrid vehicles, dynamic characteristics of hybrid vehicles.

Gimadiev Asgat Gatjatovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Control Systems of Power Units, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Ko-

rolyov (National Research University). E-mail: gimadiev_ag@mail.ru. Area of research: automatics and regulation of aircraft engine.

Iliukhin Vladimir Nikolaevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Control Systems of Power Units, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: iwnik@yandex.ru. Area of research: mechatronics and robotics, digital fluid power.

Sverbilov Victor Yakovlevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Control Systems of Power Units, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: y.sverbilov@mail.ru. Area of research: dynamics of fluid power systems.

УДК 621.9.08

АНАЛИЗ ТОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОКАРНО-ФРЕЗЕРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ, ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ВЫСОКОТОЧНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГТД

© 2012 А. И. Кондратьев, А. В. Кузнецов, Н. Д. Проничев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье произведён анализ погрешностей, возникающих в процессе эксплуатации оборудования. С использованием полученных зависимостей может быть определена величина и характер погрешности, возникающей при изготовлении продукции на высокоточных станках с ЧПУ.

Разработка, токарно-фрезерное оборудование, обработка.

В процессе эксплуатации токарно-фрезерного оборудования происходят различные нештатные ситуации, вследствие которых оборудование с течением времени теряет свою точность.

К таким факторам можно отнести следующие:

- работа в условиях прерывистого резания, вследствие которого инструмент подвергается постоянным ударным воздействиям;
- повышенный уровень усилий резания при снятии больших припусков с заготовок из труднообрабатываемых материалов;
- отклонение режимов резания от оптимальных значений при работе по специальным материалам и использование нестандартных схем обработки;
- удары органов станка, вызванные ошибками оператора.

Поэтому возникает вопрос об оценке влияния погрешностей, накопленных оборудованием в процессе эксплуатации.

Величину погрешности, возникающую в процессе работы, можно оценить на основе учёта следующих факторов:

- биения на шпинделе станка;
- смещения оси движения инструментального суппорта;
- точности настройки нулевого положения;
- точности настройки приводного инструментального блока.

Каждый из вышеперечисленных факторов будет вносить погрешность в изготовление деталей.

Рассматривая последовательно все четыре случая, можно определить тип неисправности оборудования, на котором изготавливалась продукция, так как для каждого из них характер проявления погрешности будет различным.

Погрешности, возникающие во время обработки заготовок на токарно-фрезерном оборудовании, можно разделить следующим образом:

$$\sum \Delta = \Delta_{\text{шпин}} + \Delta_{\text{инстр.маг}}$$

Если предположить, что $\Delta_{\text{шпин}} = 0$, то

$$\sum \Delta = \Delta_{\text{инстр.маг}}$$

Величина погрешности инструментального магазина при различных типах обработки может быть представлена следующим образом:

- Суммарная погрешность при токарной обработке $\sum \Delta$ будет складываться из погрешности инструментального магазина направляющих $\Delta_{\text{и.м.н}}$ и погрешность инструментального магазина смещения нулевой точки $\Delta_{\text{и.м.о}}$ (рис. 1):

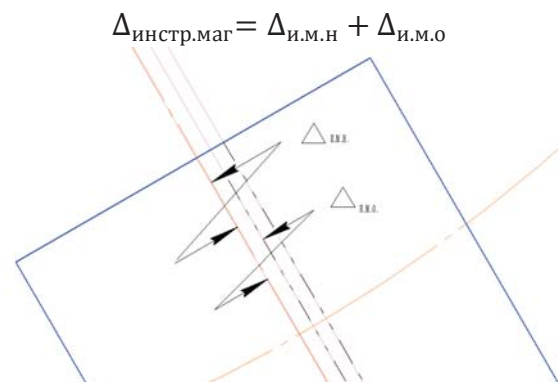


Рис. 1. Погрешности инструментального магазина при токарной обработке

- При токарно - фрезерной обработке будет добавляться погрешность инструментального магазина приводного инструмента $\Delta_{и.м.прив}$ (рис. 2):

$$\Delta_{инстр.маг} = \Delta_{и.м.н} + \Delta_{и.м.о} + \Delta_{и.м.прив}$$

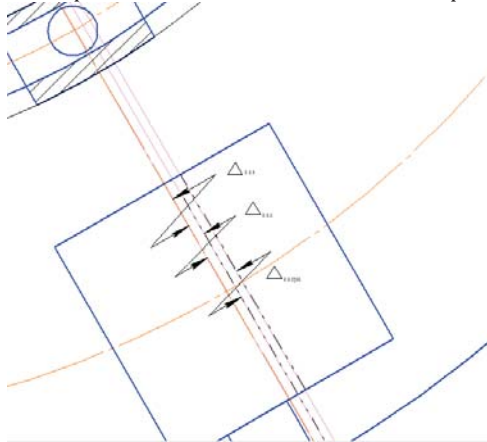


Рис. 2. Погрешности инструментального магазина при токарной обработке

Рассматривая поочередно каждую из этих погрешностей, можно видеть, что все они связаны между собой и влияют друг на друга.

Погрешность инструментального магазина направляющих можно оценить с помощью угла и длины перемещения (рис. 3):

$$\Delta_{и.м.н} = l \sin \alpha .$$

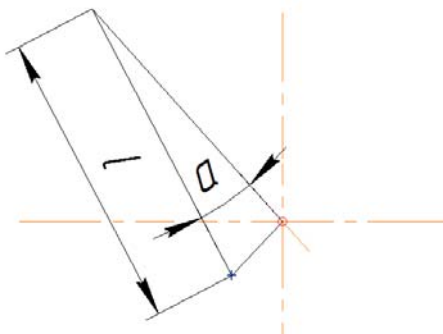


Рис. 3. Погрешность инструментального магазина направляющих

Возникновение рассматриваемой погрешности можно рассмотреть на примере изготовления фланца с 4 отверстиями. На рис. 4 представлено положение отверстий до и после смещения инструментального магазина на угол α с учётом величины его перемещения относительно оси шпинделя.

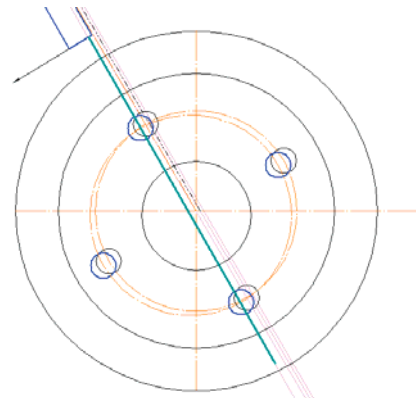


Рис. 4. Смещение отверстий при изменении угла движения инструментального магазина

Погрешность инструментального магазина при смещении нулевой точки можно оценить перемещениями по оси OX и OY (рис.5).

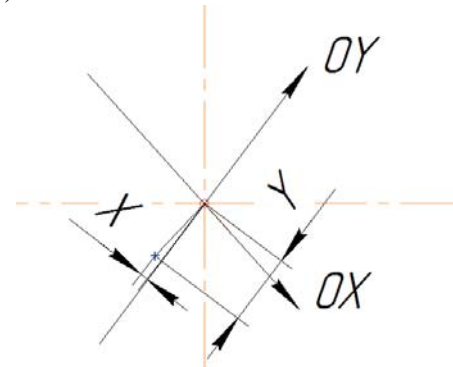


Рис. 5. Смещение нулевой точки

В данном случае, рассматривая положения отверстий на ранее представленном фланце, можно видеть, что имеют место два случая (рис.4):

1. Смещение нулевой точки без искажения угла движения по направляющим.
2. Смещение нулевой точки и искажение угла движения по направляющим.

Для первого случая можно видеть смещение начала координат относительно нулевого положения (рис. 6).

На рис. 7 показан характер перемещения нулевой точки инструментального магазина, начальное положение показано круглой точкой. Крестиком обозначено положение нулевой точки при смещении по оси OX и OY. В данном случае «X» точкой обозначена финальная точка положения нуля при смещении инструментального магазина на угол α .

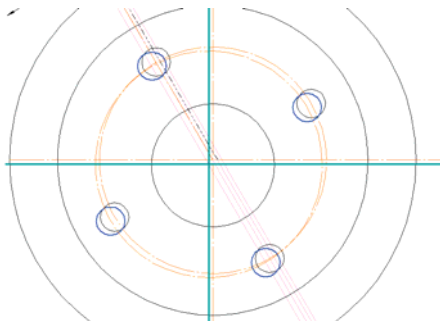


Рис. 6. Смещение нулевой точки без искажения угла движения по направляющим

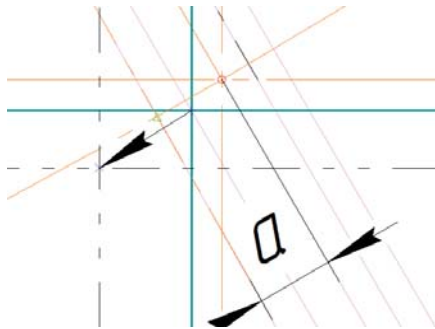


Рис. 7. Смещение нулевой точки и искажение угла движения по направляющим

Погрешность инструментального магазина приводного инструмента, так же как и погрешность направляющих, можно оценить с помощью длины и угла (рис. 8):

$$\Delta_{\text{и.м.прив}} = l_1 \sin \beta.$$

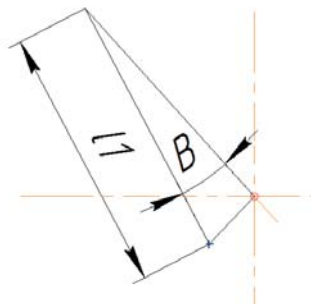


Рис. 8. Погрешность, вызванная ненастроенным приводным инструментом

При возникновении данных искажений будет проявляться их влияние на распределение усилий резания на режущей грани пластины, а также будет происходить неправильное резание при фрезеровании.

Усилия резания, возникающие на кромке, будут воздействовать на характер износа режущей кромки.

Именно величины геометрической и кинематической точностей станка являются определяющими при многоинструментальной обработке точных деталей.

Создание технологической модели, характеризующей изменение геометрической точности оборудования, позволит оценить факторы, влияющие на конечный результат.

Разработчики оборудования предусматривают возможность поддержания точностных характеристик в процессе эксплуатации. Наиболее ответственным элементом станка является шпиндель, поэтому его геометрические характеристики являются наиболее важными. Другие элементы станка имеют механизмы защиты в виде «слабых звеньев». В данной работе анализируется станок, в котором так называемым «слабым звеном» является инструментальный суппорт станка, который при столкновении с заготовкой имеет возможность смещения, чтобы не было деформации наиболее важных узлов станка.

Исследование величин усилия и вибрации, с течением времени приводящих к изменению характеристик геометрической точности, являются важнейшими параметрами, так как во время работы станка сложно оценить влияние данных погрешностей.

Рассматривая кинематическую схему токарно-фрезерного обрабатывающего центра, можно отметить, что основным параметром является плоскость обработки XZ. Именно перемещение по оси, совпадающей с осью X, проходящей через центр оси главного шпинделя, определяет правильную плоскость движения. Регулировкой расположения барабана вокруг оси его вращения настраивается нулевое положение (рис. 9).

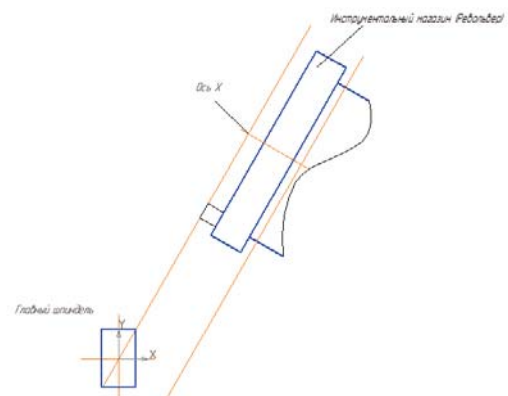


Рис. 9. Схема плоскости движения инструментального магазина

Если рассмотреть конструкцию токарно-фрезерного центра, то можно видеть, что позиционирование и крепление магазина, в который устанавливается инструмент, осу-

ществляется восемью шпонками. Схема такого крепления приведена на рис. 10.

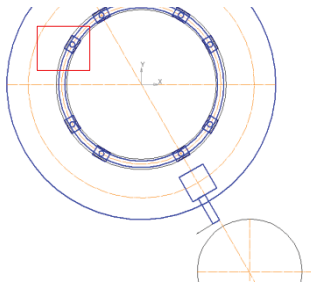


Рис. 10. Схема крепления инструментального магазина

Именно за счёт сил трения на площадках контакта данных шпонок, расположенных в Т-образном пазу, осуществляется возможность смещения инструментального магазина вокруг своей оси (рис. 11).

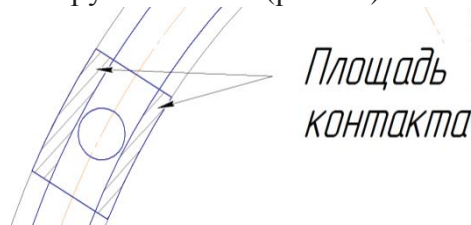


Рис. 11. Схема площади контактных поверхностей

Перемещение магазина вокруг своей оси даёт искажение геометрии при обработке заготовок, получаемых с помощью приводных инструментальных головок.

Соотношение усилий резания, возникающих при механической обработке материалов, и вибраций, возникающих в процессе работы, можно связать с величиной смещения оси инструментального магазина.

Усилия, появляющиеся на режущей пластине, должны быть меньше усилий, возникающих при монтаже инструментального барабана.

В производственных условиях очень сложно постоянно проверять оборудование на точность, однако необходимо с учётом накопленного опыта разрабатывать методики определения возникающих погрешностей. Одним из признаков является повышенный износ металлорежущего инструмента, харак-

теризующийся не стандартным износом режущей грани, а появлением на её поверхности сколов, свидетельствующих о неправильной настройке геометрической точности станка.

Необходимо разрабатывать методы анализа искажения кинематической и геометрической схем оборудования в процессе эксплуатации, с помощью которых можно будет оценить величину погрешности, вносимую оборудованием в изготавливаемую продукцию, определить характер износа инструмента и способы возможного уменьшения данных воздействий.

Библиографический список

1. Крымов, В.В. Производство газотурбинных двигателей [Текст] / В.В. Крымов, Ю.С. Елисеев, К.И. Зудин; под. ред. В.В. Крымова. - М.: Машиностроение, 2002. - 376 с.
2. Хаймович, А.И. Аналитическое моделирование силового режима высокоскоростного фрезерования материала с вязкопластическим [Текст] / А.И. Хаймович, А.В. Кузнецов // Тез. докл. симпозиума с международным участием «Самолетостроение. Проблемы и перспективы». - 2011. - С. 402.
3. Повышение эффективности технологической подготовки производства при использовании обратных постпроцессоров (виртуальных станков) [Текст] / А.И. Кондратьев, В.Г. Смелов, Н.Д.Проничев [и др.] // Материалы докл. Междунар. науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». - Самара: Самар. гос аэрокосм. ун-т, 2011. - Ч.2. - С. 320-322.
4. Кондратьев, А.И. Анализ проблем, возникающих при создании технологий токарно-фрезерной обработки в аэрокосмической отрасли [Текст] / А.И. Кондратьев, А.И. Кузнецов, Н.Д. Проничев // Симпозиум с международным участием «Самолетостроение. Проблемы и перспективы» - 2011. - С. 320.

**THE ANALYSIS TOCHNOSTNYKH OF PARAMETERS OF THE TURNING
AND MILLING EQUIPMENT CHANGING IN THE OPERATION PROCESSION WHEN
MANUFACTURING HIGH-PRECISION GTE**

© 2012 A. I. Kondratyev, A. V. Kyznetsov, N. D. Pronichev

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

In the conditions of modernization of the enterprises of space branch the turning and milling equipment widely takes root. Its productive use when manufacturing high-precision low-rigid details from materials demands the deep analysis of features of behavior of difficult technological system taking into account operational factors.

Информация об авторах

Кондратьев Александр Игоревич, ассистент кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kondalexigor1987@mail.ru. Область научных интересов: технологии производства авиадвигателей.

Кузнецов Антон Владимирович, ассистент кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: a.v_kuznetsov@bk.ru. Область научных интересов: технологии авиадвигателестроения.

Пronichev Николай Дмитриевич, доктор технических наук, профессор кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика Н.Д. Кузнецова (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla@ssau.ru. Область научных интересов: технологии производства двигателей.

Kondratev Aleksandr Igorevich, Assistant Professor of Production of aircraft engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: kondalexigor1987@mail.ru. Area of research: Technology of aeroengine.

Kuznetsov Anton Vladimirovich, Assistant Professor of Production of aircraft engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: a.v.kuznetsov@bk.ru. Area of research: Technology of aeroengine.

Pronichev Nikolai Dmitrievich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Production of aircraft engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: pdla@ssau.ru. Area of research: Technology of aeroengine.

УДК 621.431.75+004.9

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ТРУБОПРОВОДА ГТД С ОПОРОЙ ИЗ МР ДЛЯ ОТРАБОТКИ МЕТОДИКИ РАСЧЁТА В СРЕДЕ ANSYS

© 2012 А. В. Швецов, Д. С. Лёжин, А. М. Уланов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье приведены расчётные исследования колебаний трубопроводов авиационного двигателя в среде ANSYS и экспериментальные исследования с помощью бесконтактной системы ARAMIS.

Вибрации, опора, модель, деформации, амплитуды колебаний, анализ.

В качестве модели трубопровода была выбрана трубка из титанового сплава ПТ-7М с внешним диаметром 6,2 мм, внутренним диаметром 4,0 мм. Трубка имеет достаточно сложную форму (рис.1), чтобы полученные для неё результаты могли быть применимы для трубопроводов произвольной формы.

Была создана конечно-элементная модель трубки. Эксперимент ставил перед собой цель собрать возможно больше информации для отработки расчётной модели в ANSYS и создания методики расчёта трубопроводов на базе данного пакета программ.

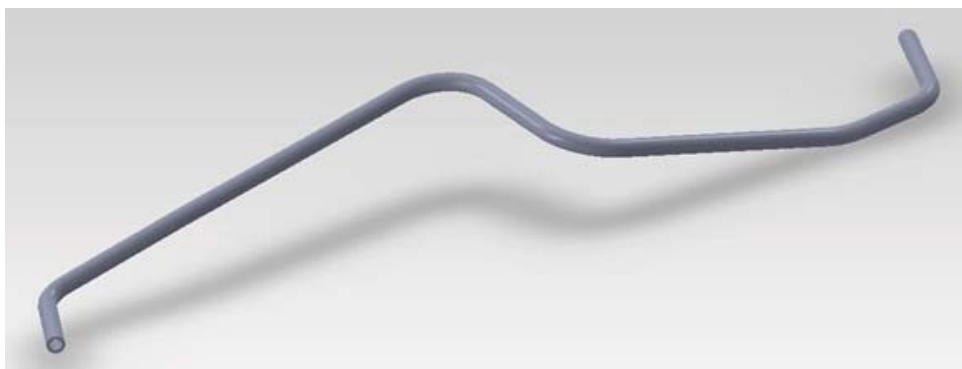


Рис.1. Применявшаяся в экспериментах модель трубопровода

Для исследования колебаний модели трубопровода использовался вибрационный стенд ВДС-1500. Измерения колебаний трубопровода осуществлялись при помощи бесконтактной системы ARAMIS (рис.2).

ARAMIS – это измерительная система деформации, хорошо зарекомендовавшая себя в исследовании материалов и проверке изделий из металлических, полимерных, гетерогенных или наполненных материалов, тканей. Система ARAMIS 3D поставляется с двумя камерами, которые фотографируют изображения объекта одновременно, в режиме стерео. В процессе загрузки последовательности этих изображений определяется 3D-форма объекта и деформации объекта.

При испытании система ARAMIS помещается перед объектом исследования. Для того, чтобы поверхность исследуемого объекта была однозначно идентифицирована, необходимо, чтобы она была не единообразной (пятнистая поверхность – естественная или наложенная). ARAMIS распознаёт структуру поверхности анализируемого образца с помощью оцифровки последовательности изображений, полученных с камер, и присваивает координаты пикселям изображения. Первое изображение последовательности в созданном проекте представляет собой недеформированное состояние объекта.

После или во время деформации исследуемого объекта записываются сле-

дующее изображение. В процессе обработки производится сравнение цифровых изображений и рассчитываются перемещения пикселей изображения. Поверхностные деформации измеряются из анализа поведения комплексов пикселей объединённых в фасеты. Полученная картина деформаций может быть пересчитана в напряжения. Полученные данные графически визуализируются и могут быть сохранены и экспортированы в различные форматы.

Повторяющиеся события могут быть зафиксированы и проанализированы при использовании быстрого времени срабатывания

цифровых камер или стробоскопическое освещение.

Для контроля измерений при помощи ARAMIS на трубопроводе был установлен датчик виброускорения КД-32. Вес датчика с хомутом 65 граммов.

Оба конца модели трубопровода закреплены в штуцерных опорах, что аналогично реальному трубопроводу. Опоры жёстко прикреплены к швеллеру. Для исследования влияния демпфирования применяется средняя опора, также прикрепленная к швеллеру. Ширина опоры 11 мм. В средней опоре могут устанавливаться сменные прокладки из материала МР (рис. 2).

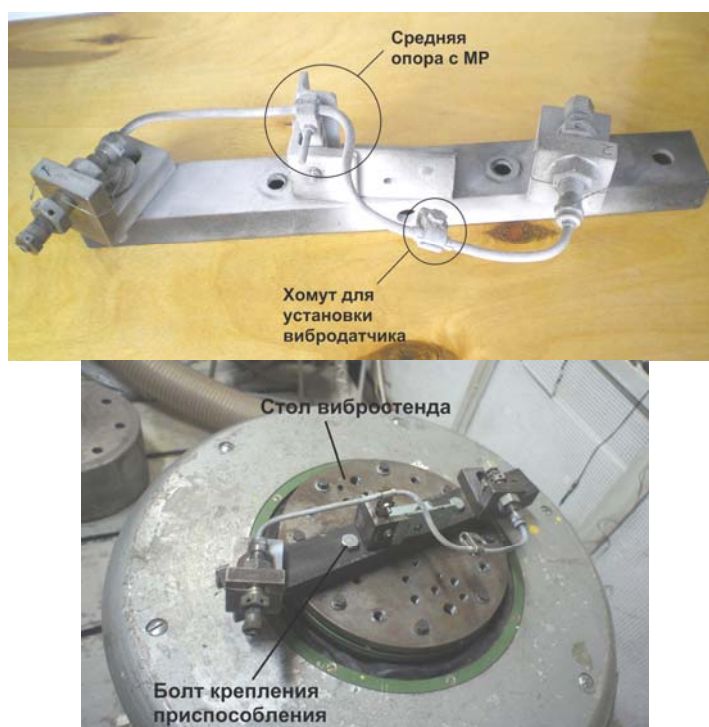


Рис.2. Размещение модели трубопровода на вибрационном стенде

Швеллер крепится на вибростенд и потом выводится на резонанс по первой форме. Система ARAMIS откалибрована на объём 120x90 мм, что позволяет снимать необходимые части трубы. Дополнительно в стол вибростенда вкручивался болт с гладкой головкой, который служил в качестве базы, относительно которой определялась амплитуда колебаний.

Ось Z направлена вертикально вверх (в этом направлении вибростенд создаёт вибрацию), ось Y направлена перпендикулярно оси трубопровода, ось X - по оси трубопровода.

В средней опоре установлена охватывающая трубопровод прокладка из МР с относительной плотностью $\bar{\rho} = 0,143$ и толщиной $H = 2,1$ мм. Диаметр отверстия в опоре 9,8 мм, суммарный диаметр трубопровода с прокладкой из МР 10,4 мм. Предварительная статическая деформация $Q = 0,3$ мм. Относительная предварительная статическая деформация $\varepsilon_Q = Q/H = 0,14$. Результаты измерений (в районе установки датчика) при помощи системы ARAMIS представлены в табл.1.

Таблица 1. Перемещения по осям, измеренные системой ARAMIS

	Displacement E	Displacement Z	Displacement Y	Displacement X
Амплитуда колебаний хомута, мм.	0,642	0,740	0,02	0,15
Амплитуда колебаний болта, мм		0,028		

Коэффициент передачи вибрации $\eta=A1/A2=26$.

Определяется резонансная частота: период колебаний составляет 5,3 мс, частота колебаний 188 Гц.

Для проверки измерений при помощи системы ARAMIS приводятся результаты, полученные датчиком виброускорения (табл. 2).

Таблица 2. Результаты, полученные датчиком виброускорения

Резонансная частота колебаний, Гц	185
Амплитуда виброускорения стола вибростенда W1, м/с ²	15
Амплитуда виброускорения, измеренная датчиком W2, м/с ²	420

Коэффициент передачи вибрации $\eta=W1/W2=28$.

Из сравнения табл. 1 и табл. 2 можно сделать вывод, что результаты, получаемые при помощи датчика вибростенда и системы ARAMIS, совпадают с достаточной точностью в случае применения демпфирующей опоры.

Экспериментальная модель трубопровода воспроизведена в системе Ansys.

Материал трубки - титановый сплав ПТ-7М.

Для моделирования опор трубопровода применялся элемент COMBIN14 – это пружин-

ный амортизатор (или) упругий демпфер. Для него задаются жёсткость - Н/м и коэффициент демпфирования – Н с/м. Значения этих величин взяты из проведённого расчёта характеристик опор трубопровода на базе эксперимента, описанного выше. Учтена масса датчика с хомутом для закрепления – 65гр.

В Ansys выполнены модальный и гармонический анализы варианта закрепления трубопровода с промежуточной опорой из МР (рис.3 - 6).

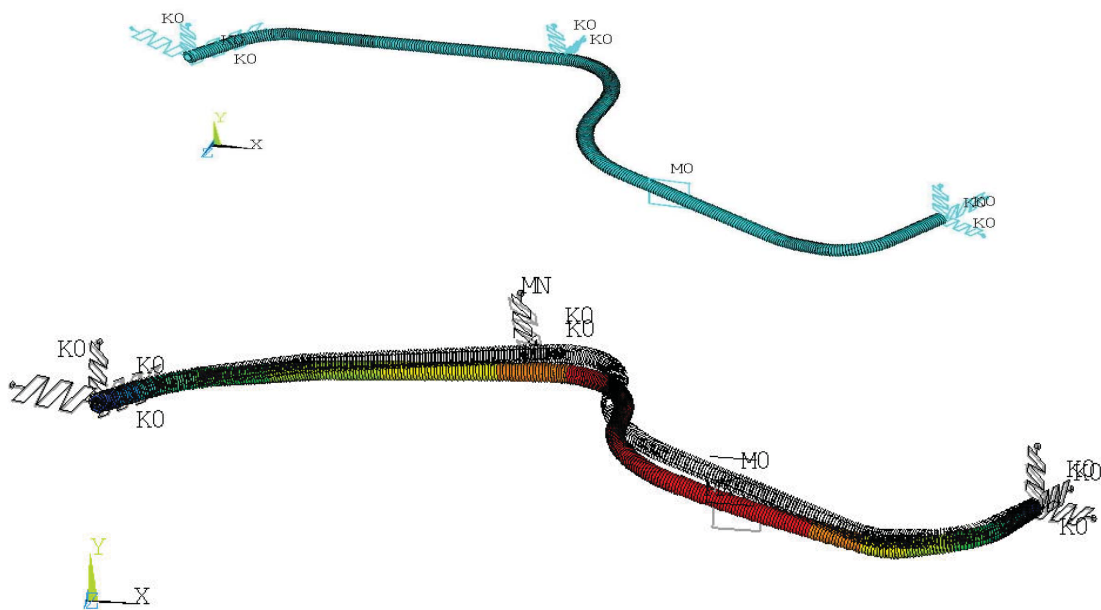


Рис. 3. Конечно-элементная модель трубопровода в пакете ANSYS

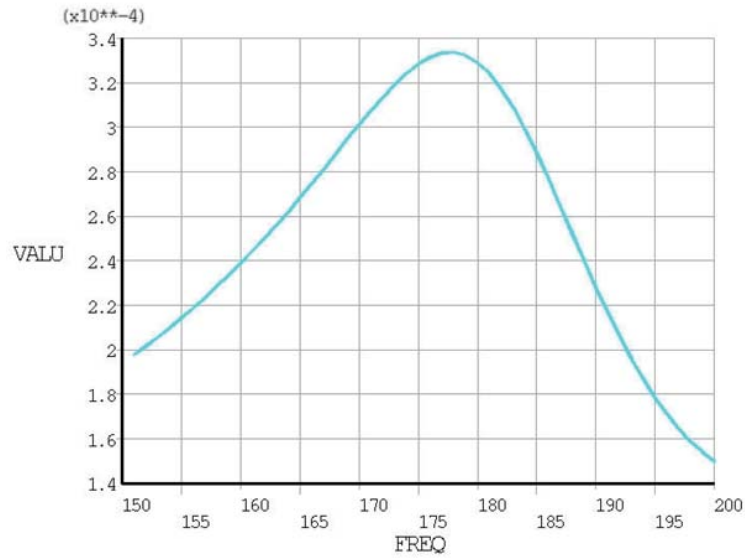


Рис. 4. График зависимости перемещений по оси y в районе установки датчика от частоты колебаний для варианта с опорой из МР

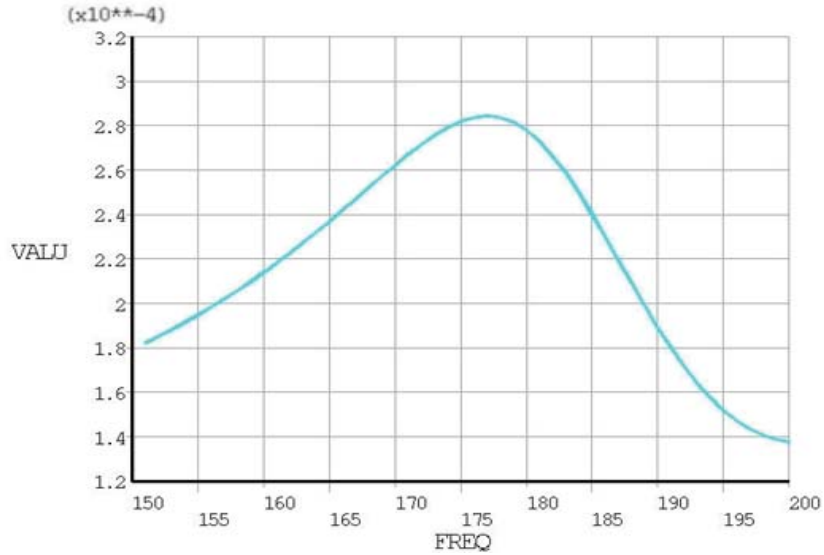


Рис.5. График зависимости перемещений по оси x в районе установки датчика от частоты колебаний для варианта с опорой из МР

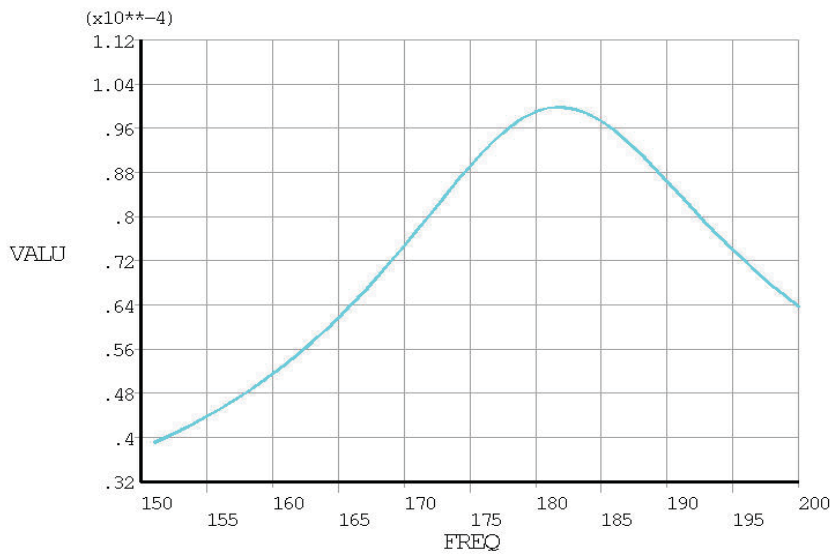


Рис.6. График зависимости перемещений по оси z в районе установки датчика от частоты колебаний для варианта с опорой из МР

Таблица 3. Перемещения по осям

Амплитуды	Displacement E	Displacement Z	Displacement Y	Displacement X
Амплитуда колебаний хомута (ARAMIS), мм	0,642	0,740	0,02	0,15
Амплитуда колебаний болта (Ansys), мм	-	0,692	0,05	0,145

Из сравнения значений амплитуд колебаний трубопровода (табл. 3) можно сделать вывод, что результаты, получаемые при помощи датчика вибростенда и системы ARAMIS, совпадают с достаточной точностью с результатами, полученными с помощью Ansys

в случае применения демпфирующей опоры из МР.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04. 2010.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF VIBRATIONS OF PIPELINE OF GTD WITH SUPPORT FROM MR FOR WORKING OFF METHOD OF CALCULATION IN ENVIRONMENT OF ANSYS

© 2012 A. V. Shvetsov, D. P. Lezhin, A. M. Ulanov

Samara State Aerospace University of the name of Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

In the article calculation researches of vibrations of pipelines of aviation engine are resulted in the environment of ANSYS and experimental researches by the noncontact system of ARAMIS.

Vibrations, support, model, deformations, amplitudes of vibrations, analysis.

Информация об авторах

Швецов Антон Владимирович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kipdla@ssau.ru. Область научных интересов: динамика гидравлических систем.

Лёжин Дмитрий Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ldms@mail.ru. Область научных интересов: измерения вибрации, торцовые уплотнения, динамика и прочность.

Уланов Александр Михайлович, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail alexulanov@mail.ru. Область научных интересов: защита от вибрации и удара, системы с конструкционным демпфированием.

Shvetsov Anton Vladimirovich, postgraduate, Samara State Aerospace University of the name of academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail kipdla@ssau.ru. Area of research: dynamics of hydraulic systems.

Lezhin Dmitry Sergeevich, candidate of technical sciences, associate professor of department Construction and planning of engines of aircrafts, Samara State Aerospace University of the name of academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: ldms@mail.ru. Area of research: measurings of vibration, cutoff compressions, dynamics and durability.

Ulanov Aleksandr Mihailovich, doctor of technical sciences, professor of department Construction and planning of engines of aircrafts, Samara State Aerospace University of the name of academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail alexulanov@mail.ru. Area of research: shock and vibration protection, dry friction systems.

УДК 621.453

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛООВОГО ПОТОКА ОТ МАРШЕВОГО ЖРД НА ПАРАМЕТРЫ УПРАВЛЯЮЩИХ ЖРДМТ В УСЛОВИЯХ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ПЕРСПЕКТИВНОГО РАЗГОННОГО БЛОКА

© 2012 Ю. И. Агеенко¹, Р. Н. Гальперин², Ю. С. Ивашин², В. Е. Нигодюк², В. В. Рыжков², А. В. Сулинов²

¹ «Конструкторское бюро химического машиностроения им. А.М.Исаева»
- филиал ФГУП «ГКНПЦ им. М.В.Хруничева»

² Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Проведено экспериментальное исследование воздействия теплового потока, имитирующего влияние работающего маршевого двигателя, на параметры ЖРДМТ тягой $P = 25$ Н. Подтверждена работоспособность двигателей в условиях двигательной установки, определены параметры ЖРДМТ и запас до достижения их предельных значений по времени и по температуре.

Жидкостный ракетный двигатель малой тяги, огневой вакуумный стенд, тепловой поток, маршевый двигатель, работоспособность двигателя, температура элементов конструкции.

При проектировании новых объектов ракетно-космической техники стремление обеспечить минимальные габаритно-массовые характеристики, например, двигательных установок, часто приводит к взаимному влиянию отдельных элементов, что делает условия эксплуатации отличными от тех, в которых велась их автономная отработка. Так, при создании перспективного разгонного блока, жидкостные ракетные двигатели малой тяги (ЖРДМТ) системы управления оказываются в зоне теплового воздействия от маршевого двигателя двигательной установки (ДУ). Поскольку ДУ комплектовались отработанными ЖРДМТ, в частности по тепловому состоянию конструкции, возникла необходимость в оценке их работоспособности в новых условиях эксплуатации.

Целесообразным является проведение исследований при имитации воздействия теплового потока от маршевого ЖРД и параметров окружающей среды, в частности при $p_n \leq 1,33 \cdot 10^{-1}$ Па (10^{-3} мм рт. ст.), обеспечивающих функциональное назначение экранно-вакуумной тепловой изоляции (ЭВТИ). В работе рассмотрены наиболее опасные сочетания теплообмена между маршевым двигателем ДУ и ЖРДМТ системы управления.

Цель настоящего исследования - экспериментальное определение работоспособности и параметров управляющих ЖРДМТ при воздействии на него теплового потока от работающего маршевого ЖРД, в условиях космического пространства.

В качестве объектов исследования были использованы два управляющих ЖРДМТ тягой $P = 25$ Н разработки «КБхиммаш имени А.М. Исаева» - филиала ФГУП «ГКНПЦ имени М.В. Хруничева». Общий вид двигателя показан на рис. 1.

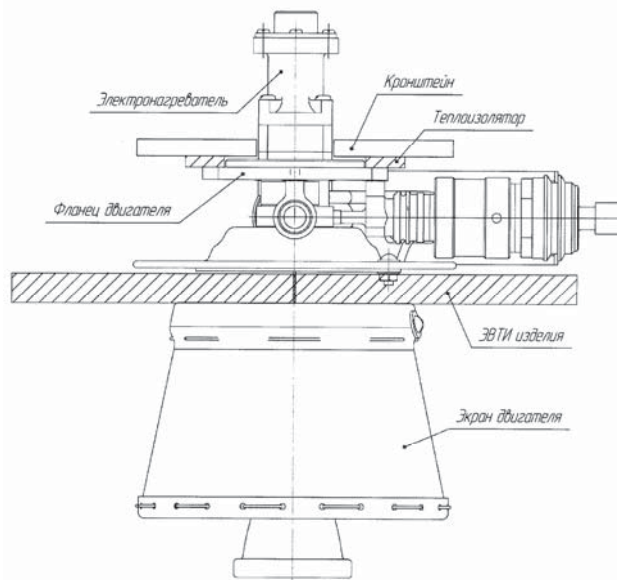


Рис. 1. Общий вид двигателя тягой $P = 25$ Н

ЖРДМТ номинальной тягой 25 Н работает на самовоспламеняющихся компонентах топлива: НДМГ+АТ; номинальное давление компонентов топлива на входе в двигатель составляет 1,52 МПа; удельный импульс тяги ЖРДМТ - 2800 м/с; массовое соотношение компонентов топлива - 1,85; геометрическая степень расширения сопла - 45. При этом в двигателе для упрощения системы управления предусмотрено включение элек-

тронагревателя (ЭН), расположенного на форсуночной головке ЖРДМТ и предназначенного для обеспечения незамерзания в период его «молчания» на земле перед стартом ракеты-носителя и неотключением его до завершения программы полёта (ЭН включён и во время работы ЖРДМТ). К тому же ЖРДМТ устанавливается на теплоизоляторах с высоким термическим сопротивлением. Всё это значительно ужесточает тепловое состояние двигателя, так не эксплуатируется ни один из известных в мире ЖРДМТ.

Для достижения эффективной организации внутрикамерного рабочего процесса в двигателях $P = 25$ Н использованы основные научные положения теоретических и экспериментальных исследований рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива, проведённых в Научно-исследовательском центре космической энергетики (НИЦ КЭ) СГАУ [1, 2]: обеспечение с помощью смесительного элемента эффективного жидкофазного взаимодействия компонентов топлива путём достижения максимального смешения компонентов в жидкой фазе и применение полученных жидкофазных промежуточных продуктов взаимодействия компонентов в качестве внутреннего пристеночного охладителя стенки камеры сгорания. Для обеспечения эффективного жидкофазного взаимодействия компонентов топлива и организации внутреннего пристеночного охлаждения камеры сгорания в ЖРДМТ $P = 25$ Н система смесеобразования реализована на основе дефлекторно-центробежного смесительного элемента, обеспечивающего жидкофазное смешение компонентов топлива на внутренней стенке камеры сгорания [3]. Очевидно такая организация рабочего процесса в ЖРДМТ более устойчива к воздействию теплового потока на внешнюю поверхность камеры двигателя при включённом ЭН форсуночной головки ЖРДМТ и установке его на теплоизоляторах.

Взаимное расположение излучающей поверхности маршевого двигателя и ЖРДМТ, исследованное в процессе эксперимента, показано на рис. 2. Реально при испытаниях использовалась физическая модель излучающей поверхности маршевого двигателя – имитатор теплового потока, который имел существенно меньшие размеры по сравнению с излучающей поверхностью

маршевого двигателя, но обеспечивал такой же удельный тепловой поток, направленный на ЖРДМТ.

В результате проведённой расчётной оценки с использованием материалов [4, 5] и при допущениях, что температура любой точки излучающей поверхности маршевого двигателя имеет одинаковое значение и форма излучающей поверхности коническая, определён угол между осью испытываемого ЖРДМТ и осью имитатора теплового потока $\gamma_p = 27,5^\circ$. Легко показать, что уточнение γ_p с учетом реального распределения температуры по излучающей поверхности маршевого двигателя приводит к незначительному отклонению от принятого γ_p и идёт в запас работоспособности ЖРДМТ.

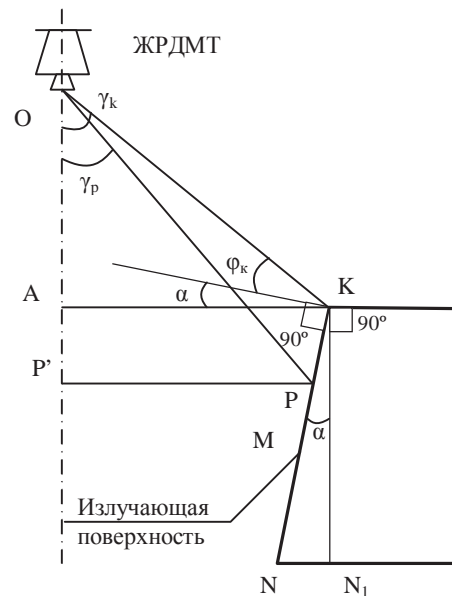


Рис. 2. Схема взаимного расположения излучающей поверхности KN маршевого двигателя и ЖРДМТ

Исследование проведено на огневом вакуумном стенде № 3 НИЦ КЭ СГАУ.

Вакуумная система стенда обеспечивает создание давления окружающей среды перед огневым испытанием двигателя величиной менее $1,33 \cdot 10^{-1}$ Па (10^{-3} мм рт. ст.). Принципиальная схема вакуумной системы стенда приведена на рис. 3. Вакуумная система имела в своём составе две вакуумные камеры ВК1 и ВК2. В камере ВК1 размещался испытываемый ЖРДМТ и оборудование для создания требуемых тепловых потоков. Вакуумная камера ВК1 имеет объём $0,32$ м³, а объём вакуумной камеры ВК2 составляет $V = 1,2$ м³. В выходном сечении сопла двигателя установлен кормовой диффу-

зор Д1, который через трубопровод и вакуумный затвор VM1 герметично соединён с камерой BK2. Кормовой диффузор и соединённый с ним газодов обеспечивают эвакуацию продуктов сгорания при включении двигателя в камеру BK2 и, соответственно, газодинамическое разъединение газовых сред вакуумных камер. Основное назначение кормового диффузора Д1 - создать условия для безотрывного течения продуктов сгорания в сопле ЖРДМТ при давлениях в BK2, превышающих критический отрывной уровень давлений в сопле двигателя. Камера BK2 используется как буферный объём, необходимый для запуска кормового диффузора и аккумуляции продуктов сгорания работающего ЖРДМТ.

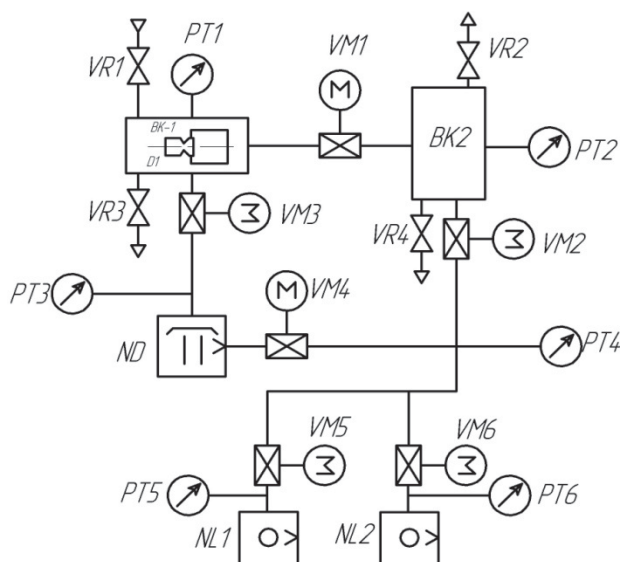


Рис. 3. Принципиальная схема вакуумной системы стенда

В вакуумную систему входят три вакуумных насоса, два из них NL1 и NL2 соединены параллельно и обеспечивают откачку продуктов сгорания двигателя из камеры BK2. Бустерный паромасляный насос ND служит для получения необходимого разрежения в BK1 при проведении тепловых испытаний. Насосы NL1 и NL2 работают как форвакуумные по отношению к насосу ND, обеспечивающему требуемое давление в вакуумной камере BK1 - не более $1,33 \cdot 10^{-1}$ Па (10^{-3} мм рт. ст.), где осуществлялось воздействие теплового потока на ЖРДМТ от имитатора маршевого двигателя.

Вакуумные камеры и вакуумные насосы соединены вакуумными трубопроводами различного диаметра, в которых установлены проходные вакуумные затворы

VM1 - VM6 и необходимые для измерения давлений вакуумметры PT1-PT5. В качестве форвакуумных насосов NL1 и NL2 в вакуумной системе используются два высокопроизводительных вакуумных плунжерных (золотниковых) насоса типа НВЗ-300. В качестве бустерного насоса ND на стенде применяется паромасляный насос 2НВБМ-160. Общий вид и компоновка вакуумных камер на стенде представлены на рис. 4. На переднем плане рис. 4 показаны вакуумная камера BK1 и бустерный паромасляный насос ND, на заднем - вакуумная камера BK2. Обе вакуумные камеры расположены горизонтально так, что оси камер перпендикулярны друг другу.



Рис. 4. Общий вид и расположение вакуумных камер на стенде

В процессе исследований работоспособности ЖРДМТ в условиях влияния внешнего теплового потока моделировалось воздействие следующих тепловых потоков:

- q_1 - теплового потока от имитатора маршевого двигателя;
- q_2 - теплового потока, проходящего через ЭВТИ изделия;
- q_3 - теплового потока, эквивалентного тепловому потоку от абсолютно чёрного тела температурой $+ 40^\circ \text{C}$.

Тепловой поток маршевого двигателя в эксперименте моделировался с помощью имитатора - излучателя разработки НИЦ КЭ. Излучатель, выполненный в виде электрического нагревателя, обеспечивал создание заданной плотности теплового потока в выходном сечении его дефлектора, в диапазоне от 0 до 20 кВт/м^2 . Корпус излучателя имеет круглую плоскую излучающую поверхность наружным диаметром 180 мм, по периметру которой перпендикулярно к её плоскости ус-

тановлен цилиндрический дефлектор. Регулирование излучателя осуществлялось путём изменения напряжения питания имитатора и контроля напряжения и тока в электрической цепи нагревателя. Перед проведением испытаний была проведена градуировка имитатора теплового потока. Результаты градуировки имитатора-излучателя представлены на рис. 5 в виде зависимости плотности теплового потока излучателя « q_1 » от напряжения питания, подаваемого на имитатор-излучатель, « $U_{изл}$ ».

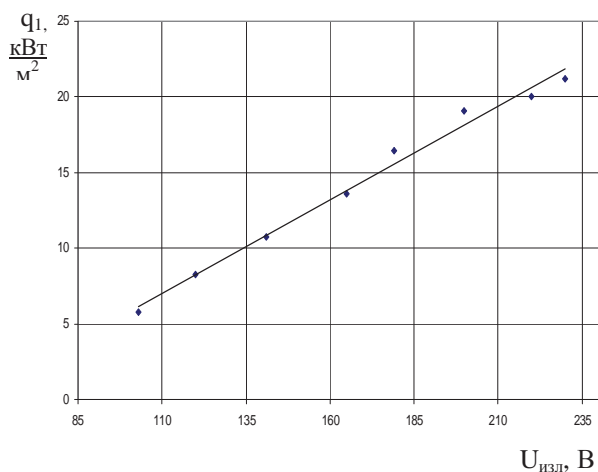


Рис. 5. Зависимость плотности теплового потока имитатора-излучателя « q_1 » от напряжения питания, подаваемого на имитатор-излучатель, « $U_{изл}$ »

В качестве средства измерения плотности теплового потока q_2 , проходящего через ЭВТИ двигателя, использовался датчик - преобразователь плотности теплового потока ПТП 03. Тепловой поток q_3 , эквивалентный тепловому потоку от абсолютно чёрного тела температурой + 40°C, создаётся с помощью фрагмента внутренней поверхности вакуумной камеры ВК1. К наружной поверхности вакуумной камеры ВК1 был присоединен кожух, создающий с наружной поверхностью вакуумной камеры теплообменник-«рубашку» для её охлаждения или нагрева. Для этого с помощью гидравлической системы, подсоединённой к магистрали с водой, включающей в себя регулятор расхода, нагревательный элемент и электронный блок управления, поддерживается заданная температура задней внутренней поверхности стенки камеры ВК1 в диапазоне от + 20 до + 40°C. В качестве датчика измерения данной температуры использовался плоский гибкий термопреобразователь сопротивления ТСП 9703. Схема расположения основных элементов систем

обеспечения теплового воздействия на ЖРДМТ и средств измерения тепловых потоков показана на рис. 6.

Стендовая система измерений обеспечивала измерение и регистрацию следующих основных параметров ЖРДМТ: давления компонентов топлива на входе в двигатель, давлений в вакуумных камерах, давления в камере сгорания, расходов компонентов топлива, температур элементов конструкции двигателя, электрических параметров клапанов и электронагревателя двигателя.

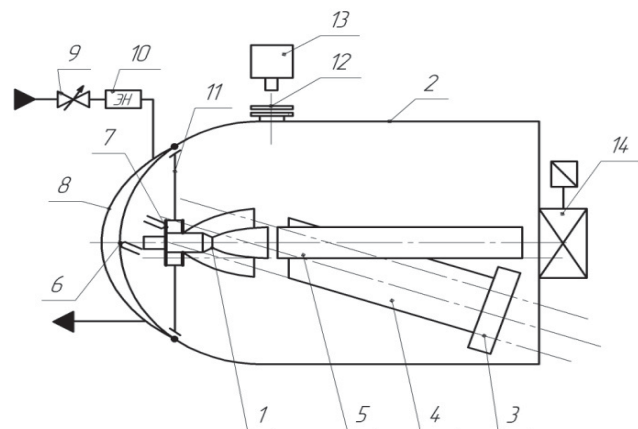


Рис. 6. Схема расположения элементов систем обеспечения теплового воздействия на ЖРДМТ и средств измерения тепловых потоков: 1 - ЖРДМТ; 2 - вакуумная камера ВК1; 3 - излучатель теплового потока q_1 ; 4 - дефлектор излучателя теплового потока q_1 ; 5 - кормовой диффузор; 6 - датчик температуры для измерения температуры оболочки вакуумной камеры ВК1; 7 - преобразователь для измерения плотности теплового потока q_2 ; 8 - теплообменник - «рубашка»; 9 - регулятор расхода жидкости; 10 - электронагреватель; 11 - стендовая ЭВТИ; 12 - окно с кварцевым стеклом; 13 - тепловизионная система; 14 - вакуумная задвижка

Для измерения температур элементов конструкции ЖРДМТ: клапанов горючего и окислителя (на входе и на выходе), фланца, переходника, головки, - использовались хромель-копелевые и хромель-алюмелевые термопары. Для измерения температуры наружной поверхности камеры ЖРДМТ применялся бесконтактный метод с использованием инфракрасной тепловизионной системы. В целях определения температуры поверхности камеры бесконтактным способом в теплоизоляционном экране ЖРДМТ выполнялось окно. Тепловизионная система обеспечивает измерение температуры в диапазоне (-20...2500) °C, точность измерений - ±1°C (или ±1%); температурную чувствительность не менее 18мК; спектральный диапазон 3-5 мкм; разрешение изображения

640×512 / 14 бит; максимальную частоту обновления полных кадров – не менее 100 Гц (с возможностью увеличения до 3000 Гц); время интегрирования – от 3 мкс; сменную оптику с системой фильтров; вход для внешних управляющих сигналов; цифровой выход - USB2, Camlink, GigE; синхронизацию съёмки с внешними аналоговыми сигналами; термографический анализ с помощью специального программного обеспечения.

Программные средства обеспечивают согласование тепловизора с компьютером, стандартную или специализированную обработку изображений и отображение измерительной информации. Компьютерные программы позволяют проводить анализ термограмм, в частности, изменять основные установки тепловизора (коэффициент излучения, диапазон измерения), определять среднюю температуру в областях различной формы, строить профили, изотермы, гистограммы. Программы дают возможность пользоваться стандартными функциями среды Windows, что делает их гибкими при написании и редактировании документов. Используемая в процессе исследования программа анализа термограмм «Altair» предназначена для обработки изображений, полученных с помощью инфракрасных камер с видеопреобразователями 2D. Программа обеспечивает возможность просмотра последовательности изображений в режиме реального времени и сохранения их со скоростью 200 кадров в секунду. В сочетании с другими компонентами программного обеспечения, она может использоваться для управления режимом съёмки и последующей обработки изображения.

Управление пневмогидравлической системой стенда и ЖРДМТ осуществляется от пульта управления стенда. Регистрация сигналов измерений велась с помощью автоматизированной системы NATIONAL INSTRUMENTS. Автоматизированная система (рис. 7) состояла из компьютера с шасси NI PXI-8106 с дисплеем, клавиатурой, мышью и платой ввода-вывода информации. В данном эксперименте использовалась универсальная плата ввода-вывода типа NI PXI-6251 и плата ввода сигналов с терморпар NI SCXI-1102. Каждая плата имела специализированную клеммную коробку для подключения сигналов от датчиков. Плата NI SCXI-1102 регистрировала температуры, а плата

NI PXI-6251 – все остальные параметры.

Экспериментальное исследование проводилось в объёме выполнения трёх видов испытаний каждого ЖРДМТ № 1 и № 2 по следующему алгоритму.

1. Испытание № 1 - имитация воздействия тепловых потоков на ЖРДМТ от маршевого двигателя без огневого включения ЖРДМТ:

- воздействие на ЖРДМТ тепловых потоков (q_1, q_2, q_3) продолжительностью τ_6 , соответствующей времени работы маршевого ЖРД. В течение испытаний ведутся измерения и регистрация тепловых потоков (q_1, q_2, q_3) и температур элементов конструкции (переходника, головки, фланца, на входе и выходе клапанов горючего и окислителя, поверхности камеры);

- по истечении τ_6 продолжение воздействия на ЖРДМТ тепловых потоков (q_1, q_2, q_3) до достижения установившегося теплового состояния ЖРДМТ (продолжается регистрация тепловых потоков и температуры элементов конструкции).

2. Испытание № 2 – имитация воздействия на ЖРДМТ тепловых потоков от маршевого двигателя с последующим огневым включением ЖРДМТ:

- воздействие на ЖРДМТ тепловых потоков (q_1, q_2, q_3) в течение τ_6 . В процессе испытания ведутся измерения и регистрация тепловых потоков (q_1, q_2, q_3) и температур элементов конструкции;

- по истечении τ_6 , продолжая имитацию воздействия тепловых потоков (q_1, q_2, q_3) от маршевого двигателя, огневое включение ЖРДМТ продолжительностью $\tau_{вкл}=50$ с при давлениях компонентов топлива на входе в двигатель $p_{вхо}=p_{вхл}=20$ кг/см² с регистрацией параметров двигателя, тепловых потоков и температур элементов конструкции.

3. Испытание № 3 - имитация воздействия на ЖРДМТ тепловых потоков от маршевого двигателя с предварительным огневым включением ЖРДМТ:

- обеспечение теплового состояния ЖРДМТ огневой работой двигателя при $p_{вхо}=p_{вхл}=20$ кг/см², $\tau_{вкл} = 50$ с;

- за 3...5с до отключения ЖРДМТ включение воздействия на ЖРДМТ тепловых потоков (q_1, q_2, q_3) от маршевого двигателя продолжительностью τ_6 . В течение испытания ведутся измерения и регистрация тепловых потоков (q_1, q_2, q_3) и температур

элементов конструкции;

- по истечении τ_6 , продолжение воздействия на ЖРДМТ тепловых потоков (q_1, q_2, q_3) до достижения установившегося теплового состояния ЖРДМТ (продолжается

регистрация тепловых потоков и температуры элементов конструкции), при этом ЭН включён и ЖРДМТ установлен на теплоизоляторах.

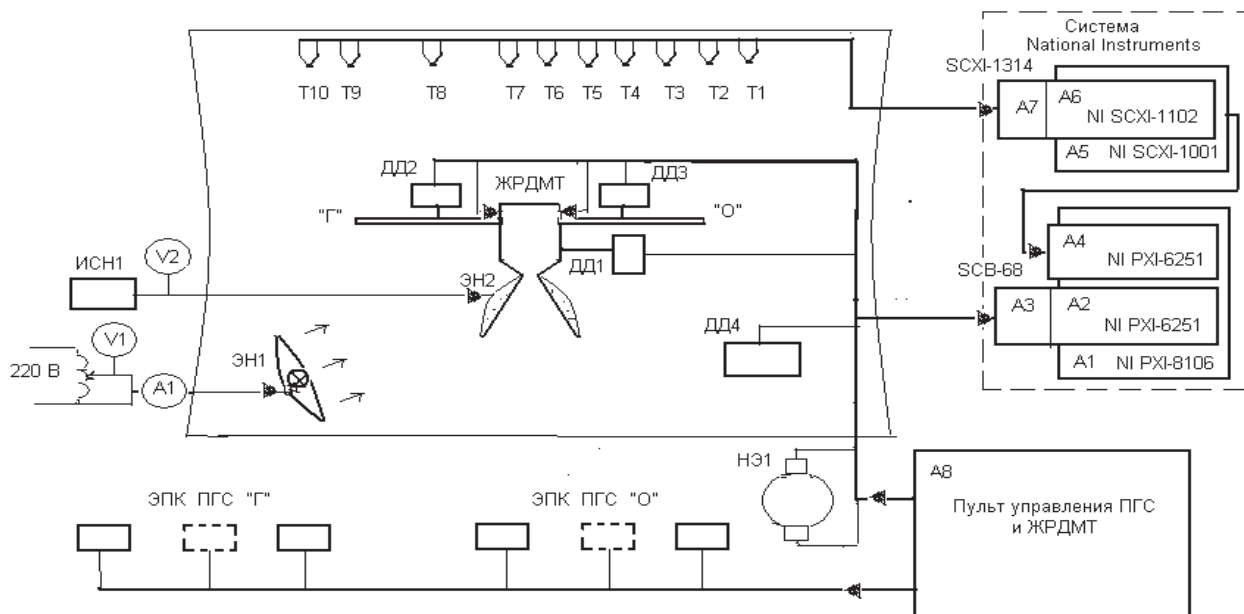


Рис. 7. Структурная схема системы управления стендом

По результатам проведённых трёх видов испытаний каждого ЖРДМТ можно констатировать следующее.

В процессе выполнения испытания № 1 зарегистрирован рост температуры всех элементов конструкции двигателя с течением времени до окончания эксперимента. Длительность эксперимента при испытаниях ЖРДМТ № 1 была ограничена временем $\tau = 8000$ с, а изделия №2 - $\tau = 11500$ с (влияние тепловых потоков, имитирующих работу маршевого двигателя, на ЖРДМТ осуществлялось в период времени $\tau=4800...6000$ с), при котором температура клапана окислителя на выходе достигала критического значения $t_{\text{к.л.о}}^{\text{вых}} = 120$ °С (условно принято с запасом). При этом максимальная температура элементов конструкции ЖРДМТ зарегистрирована на головке двигателя и составила: $t_{\text{гол}} = 142$ °С (237,9 °С) на двигателе № 1; $t_{\text{гол}} = 117$ °С (240,1 °С) на двигателе № 2. При работе ЖРДМТ без включения ЭН максимальная температура на головке не превышала 30°С, а при включенном ЭН достигала 80 °С [3]. Первая цифра соответствует моменту времени $\tau = 6000$ с (окончание воздействия q_1, q_2 и q_3 , имитирующего влияние маршевого двигателя), а вторая – моменту времени $\tau = 8000$ с (окончание эксперимента).

По результатам испытания № 1 можно утверждать, что запас работоспособности ЖРДМТ № 1 относительно его предельных значений по времени составляет значение $\tau_{\text{зр}} = 2000$ с, а для ЖРДМТ № 2 - $\tau_{\text{зр}} = 5500$ с.

Особенностью испытания № 2 являлось наличие характерных падений практически всех температур элементов двигателей за счёт передачи тепла от конструкции двигателя компонентам топлива и жидкофазным промежуточным продуктам взаимодействия компонентов (внутреннему пристеночному охладителю стенки камеры сгорания) с последующим ростом температуры элементов изделия при передаче тепла от разогретого в процессе включения в непрерывном режиме ЖРДМТ. Следует отметить, что предварительный нагрев ЖРДМТ за счёт воздействия тепловых потоков от маршевого двигателя весьма слабо влияет на тепловое состояние собственно ракетного двигателя малой тяги в рассмотренной последовательности их включения. Запас работоспособности ЖРДМТ по максимальной температуре конструкции, обусловленной температурой поверхности камеры двигателя и равной $t_{\text{кам.}} \sim 1200$ °С, составил величину порядка $\tau_{\text{зр.}} \sim 600$ °С.

Для испытания № 3 рассматриваемая

последовательность включения ЖРДМТ и дальнейшее воздействие тепловых потоков от маршевого двигателя с точки зрения теплового состояния жидкостного ракетного двигателя малой тяги оказались наиболее напряжёнными. Отдельные результаты испытания № 3, на котором включение ЖРДМТ осуществлялось до имитации воздействия тепловых потоков от маршевого двигателя, для двигателя № 1 представлены на рис. 8-11.

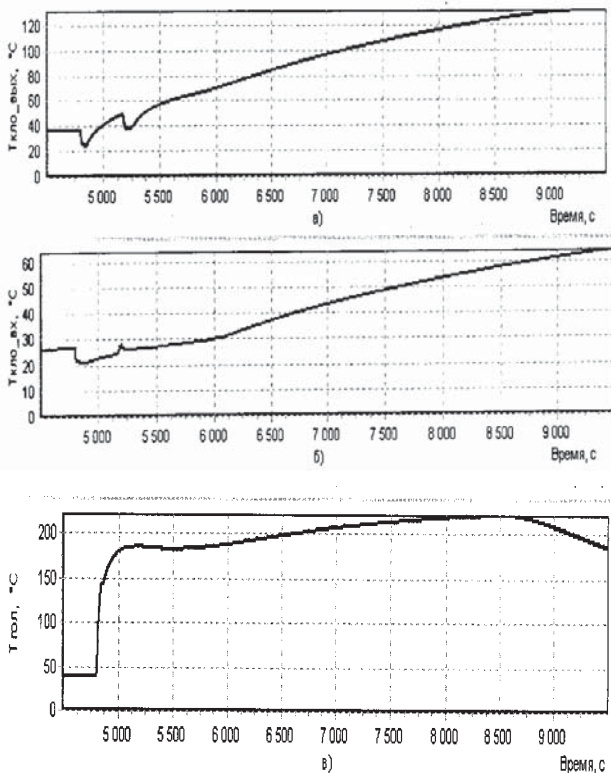


Рис. 8. Изменение во времени температур конструкции клапана окислителя на выходе (а) и на входе (б), форсуночной головки (в)

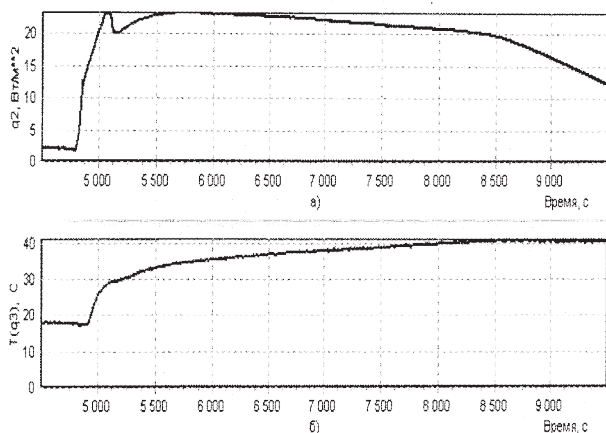


Рис. 9. Изменение во времени плотности теплового потока, проходящего через ЭВТИ двигателя (а) и температуры абсолютно черного тела + 40°С (б)

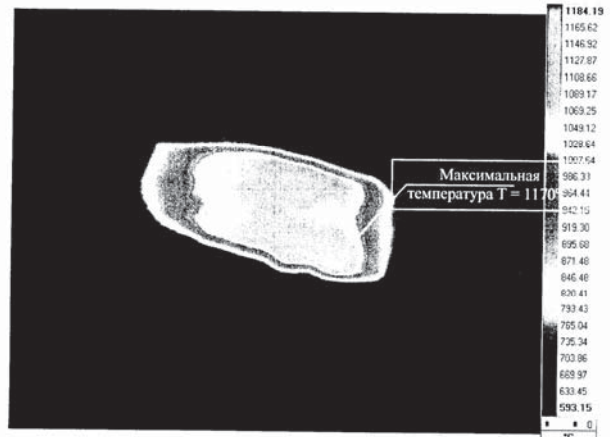


Рис. 10. Распределение температуры наружной поверхности камеры в пределах окна для ЖРДМТ № 1

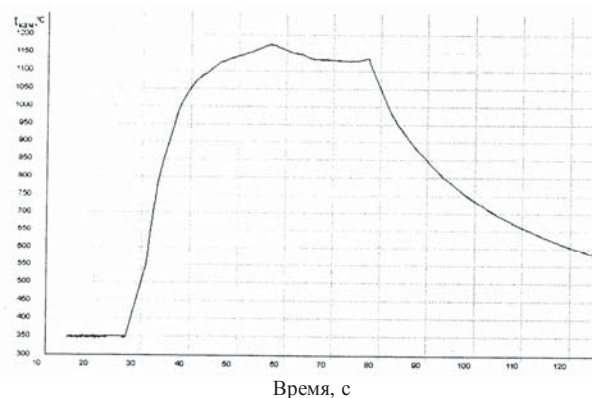


Рис. 11. Изменение во времени температуры наружной поверхности камеры в пределах окна для ЖРДМТ № 1

За характерные времена принимались $\tau = 6000\text{с}$ и $\tau = 8500\text{с}$ для изделия № 1 и $\tau = 6000\text{с}$ и $\tau = 8000\text{с}$ для изделия № 2, когда эксперимент был прекращён по причине достижения температуры клапана окислителя на выходе $t_{\text{кль о}}^{\text{ВЫХ}} = 120\text{ }^\circ\text{C}$.

По результатам испытания 3 запас работоспособности ЖРДМТ по максимальной температуре конструкции также был не менее $t_{\text{зр}} = 600\text{ }^\circ\text{C}$, максимальная температура наружной поверхности камеры ЖРДМТ составила $1170\text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 10, 11).

Результаты экспериментального исследования работоспособности и параметров ЖРДМТ $P = 25\text{ Н}$ № 1 и № 2 при воздействии на них имитирующего теплового потока от работающего маршевого двигателя, показали следующее:

- заложенные в экспериментальную установку технические решения в части вакуумной системы (конфигурация из двух барокамер, использование кормового диффузора, применение бустерного высоковакуумного

насоса), а также создание устройств для воздействия на ЖРДМТ тепловыми потоками q_1, q_2, q_3 обеспечили выполнение требуемых условий проведения испытаний;

- экспериментально зарегистрированы температуры основных элементов двигателей (переходника, головки, фланца, клапанов «О» и «Г», камеры): максимальной температурой среди элементов конструкции изделия обладала головка $t_{гол} \leq 250$ °С, температура на выходе клапана окислителя ограничивала работоспособность двигателей по времени - $t_{кл о}^{ввх} = 120$ °С (условно принято с запасом), максимальная зарегистрированная температура камеры ЖРДМТ составила $t_k = 1200$ °С;

- оба двигателя прошли весь цикл испытаний № 1...3 в полном объеме без замечаний;

- установленные запасы работоспособности ЖРДМТ $P = 25$ Н до достижения их предельных значений составили по времени не менее $\tau_{зр} = 2000$ с и по температуре не менее $t_{зр} = 600$ °С.

Следует отметить, что одним из основных факторов, обеспечивающих запас работоспособности ЖРДМТ $P = 25$ Н при влиянии внешних тепловых потоков (при работе ЖРДМТ с включённым ЭН на форсуночной головке и установке ЖРДМТ на теплоизоляторах), являются особенности организации внутрикамерного рабочего процесса в двигателе – использование жидкофазных приме-

жучочных продуктов взаимодействия компонентов топлива в качестве внутреннего пристеночного охладителя.

Библиографический список

1. Дубинкин, Ю.М. Проблемы организации рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей малой тяги [Текст]/Ю.М. Дубинкин, В.Е. Нигодюк // Известия ВУЗов. Авиационная техника. - 1993. -№ 2. -С. 71-74.

2. Нигодюк, В.Е. Исследование закономерностей жидкофазного взаимодействия компонентов СЖРТ [Текст]/В.Е. Нигодюк, А.В. Сулинов// Вестник СГАУ. -2009. -№ 3 (19). – С. 316-321.

3. Агеенко Ю.И. Исследование параметров смесеобразования и методический подход к расчетам и проектированию ЖРДМТ со струйно-центробежной схемой смешения компонентов АТ и НДМГ на стенке камеры сгорания [Текст] / Ю.И. Агеенко // Вестник СГАУ. -2009. - № 3 (19). Ч.2. - С.171 - 177.

4. Фаворский, О. Н. Вопросы теплообмена в космосе [Текст]: изд. 2-е, доп.; учеб. пособие для вузов/ О. Н.Фаворский, Я. С. Кадавер. - Л.: Высшая школа, 1972. - 280 с.

5. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике [Текст]/ под ред. В.К. Кошкина. - М.: Машиностроение, 1975. - 623 с.

RESEARCH OF INFLUENCE OF THE THERMAL STREAM FROM THE MID-FLIGHT LIQUID ROCKET ENGINE ON PARAMETERS OF OPERATING LIQUID ROCKET ENGINES OF SMALL DRAUGHT IN THE CONDITIONS OF PERSPECTIVE RAZGONNOGO'S PROPULSION SYSTEM OF THE BLOCK

© 2012 Y. I. Ageenko¹,

R. N. Galperin², Y. S. Ivashin², V. E. Nigodjuk², V. V. Ryzhkov², A. V. Sulinov²

¹«Isayev chemical engineering design bureau – branch Krunichev State Research and Production Space Center»

²The Samara state space university of a name of academician S.P. Korolyov (national research university)

The pilot study of influence of the thermal stream simulating influence of the working mid-flight engine on parameters of liquid rocket engines of small draft is carried out. Operability of engines in the conditions of the propulsion system is confirmed, parameters of liquid rocket engines of small draft are defined and reserved before achievement of their limiting values on time and on temperature.

Liquid rocket engine of small draft, fire vacuum stand, thermal stream, mid-flight engine, operability of the engine, temperature of elements of a design.

Информация об авторах

Агеенко Юрий Иванович, кандидат технических наук, главный конструктор направления, начальник отдела жидкостных ракетных двигателей малой тяги «Конструкторского бюро химического машиностроения им. А.М.Исаева» - филиала ФГУП «ГКНПЦ им. М.В.Хруничева». E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Область научных интересов: организация рабочих процессов в жидкостных ракетных двигателях малой тяги, исследование параметров смесеобразования в них.

Гальперин Рудольф Натанович, старший научный сотрудник Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Ивашин Юрий Сергеевич, кандидат технических наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: автоматизация испытаний двигателей летательных аппаратов.

Нигодюк Валентин Евгеньевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Рыжков Владимир Васильевич, кандидат технических наук, научный руководитель Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Сулинов Александр Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов и с.н.с. Научно-исследовательского центра космической энергетики Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ke_src@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Ageenko Yuri Ivanovich, candidate of technical science, chief designer lines, Head of the liquid rocket engine of small thrust, renowned designer. E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Area of research: the organization of work processes in liquid engines of small thrust, the study of parameters of mixture.

Galperin Rudolf Natanovich, senior research fellow, research center of cosmic energy of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (national research University). E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of research: the working process in the engines of the aircraft.

Ivashin Yury Sergeyevich, candidate of technical science, senior research fellow, research center of cosmic energy of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (national research University). E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of research: automation of tests of engines of aircraft.

Nigodjuk Valentin Evgenievich, candidate of technical science, associate professor of the department of theory engines flight -governmental apparatus of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (national research University). E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of research: the working process in the engines of the aircraft.

Ryzhkov Vladimir Vasilyevich, candidate of technical science, research supervisor of the Research center of space power of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (national research University). E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of research: the working process in the engines of the aircraft.

Sulinov Alexander Vasilyevich, candidate of technical science, associate professor of the department of theory engines flight-governmental apparatus and senior research fellow, research center of cosmic energy of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (national research University). E-mail: ke_src@ssau.ru. Area of research: the working process in the engines of the aircraft.

ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ РАДИАЛЬНО-ТОРЦОВОГО КОНТАКТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ОПОРЫ КОМПРЕССОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

© 2012 А. С. Виноградов, Р. Р. Бадыков, И. Д. Шпаков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье приводится последовательность определения утечек через радиально-торцовое уплотнение опоры компрессора для взлётного и крейсерского режимов. Определённые расчётные значения герметичности (2,4 г/с на взлётном режиме и 0,75 г/с на крейсерском) согласуются с имеющимся опытом проектирования уплотнений.

Опора компрессора, уплотнение опоры, нагрузки на элементы опоры, деформация элементов опоры, утечки через уплотнения.

Создание конечно-элементной модели опоры

Уплотнения опоры авиационного двигателя во многом определяют надёжную работу подшипника опоры и её тепловое состояние [1, 2].

Было исследовано межвальное радиально-торцовое контактное уплотнение (РТКУ) опоры компрессора двигателя НК-32. Конструкция опоры с уплотнением показана на рис. 1. Передняя стенка опоры омывается воздухом из-за восьмой ступени компрессора, этот же воздух используется для наддува переднего РТКУ опоры и межвального РТКУ. Заднее РТКУ наддувается воздухом из-за десятой ступени.

Геометрическая модель межвального РТКУ представлена на рис. 1.

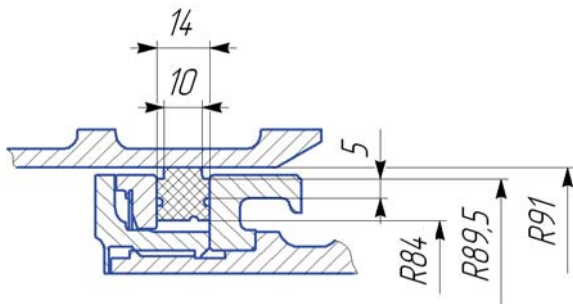


Рис. 1. Геометрическая модель межвального РТКУ

Приведённые на рис. 1 значения использовались при создании расчётных моделей для определения величин деформаций и расхода через уплотнение.

Для этого были проведены термогазодинамический и гидравлический расчёты двигателя на максимальном ($H=0$, $M=0$) и крейсерском ($H=11$, $M=0,8$) режимах. Определены осевая и радиальные силы, тепловыделение в подшипниках и исследуемом РТКУ. На основании геометрической модели для выполнения последующих теплового и структурного расчётов была создана плоская осесимметричная конечно-элементная модель (16657 элементов).

Тепловой расчёт

Для оценки перемещений и деформаций деталей узла межвального уплотнения по модели были выполнены следующие расчёты с приложением соответствующих ранее определенных нагрузок.

1. Температурный анализ (исходными данными являются температура граничного воздуха и коэффициент конвективной теплоотдачи, а также тепловые потоки, выделяющиеся с поверхностей межвального уплотнения и за счёт трения в подшипниках) [2 - 5].

2. Структурный анализ (исходными данными являются граничные давления, осевая сила, результаты температурного анализа).

3. Расчёт и анализ результатов распределения температуры в модели.

4. Структурный расчёт и анализ результатов полученных деформаций деталей опоры и уплотнительного узла.

В результате выполнения расчётов получены распределения температуры на двух режимах: крейсерском и взлётном. Максимальные значения температуры составили: 248 °С для крейсерского режима и 599 °С для взлётного. На крейсерском режиме уплотнительное кольцо прогревается более равномерно. Разница между максимальной и минимальной температурой кольца составляет 34 градуса. На взлётном режиме разница между температурой торцов кольца более резкая и составляет 77 градусов, т.е. более чем в два раза больше по сравнению с крейсерским режимом.

Структурный расчёт

После получения расчётного распределения температуры и анализа результатов были выполнены структурные расчёты для исследуемых режимов. Результаты расчётов показаны на рис. 2 и 3.

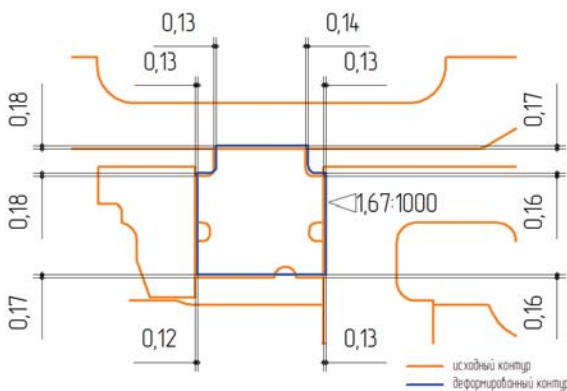


Рис. 2. Суммарные деформации в уплотнении на крейсерском режиме

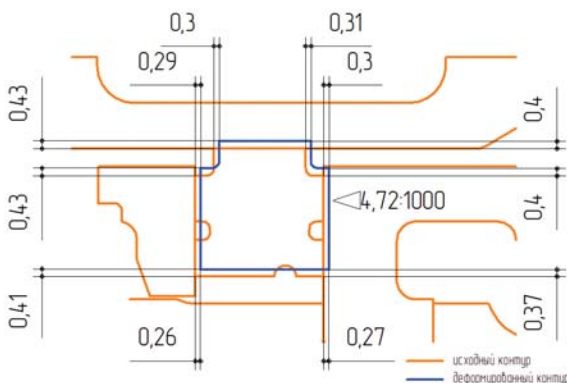


Рис.3. Смещение кольца относительно положения покоя на взлётном режиме

Максимальная деформация на крейсерском режиме наблюдается в верхней крышке уплотнения. Наибольший интерес представляют деформации уплотнительного кольца.

Линейные и угловые деформации, соответствующие крейсерскому режиму, показаны на рис. 2. Анализ рисунка показывает, что кольцо смещается вправо на 0,13 мм и вверх на 0,17 мм относительно своего первоначального положения. Угловые деформации составили следующие значения: около 6° для торцевой поверхности и столько же для радиальной. В целом можно заключить, что угловая деформация поверхностей незначительна и оба уплотнительных зазора сохраняют плоскопараллельную форму. Величина конусности составила 1,67 мкм.

Максимальная деформация для всей опоры на взлётном режиме составляет величину 2 мм, соответствует той же детали, что и на крейсерском режиме и объясняется теми же причинами. В уплотнительном узле (рис. 3) максимальная деформация также соответствует верхней крышке уплотнения и составляет величину 0,85 мм. Таким образом, величина максимальной деформации в деталях уплотнения увеличилась приблизительно на 110%, т.е. более чем в два раза. Анализируя рис. 3, можно заключить, что кольцо деформируется так же, как и на крейсерском режиме: сдвигается вправо на 0,3 мм и вверх на 0,17 мм. Осевая деформация увеличилась в 2,3 раза, в то время как радиальная осталась на прежнем уровне. Существенно увеличился угол поворота сечения. Он увеличился в 2,7 раза (с 6° до 16°). Повышенная конусность на взлётном режиме (4,72 мкм) может оказать влияние на работу газодинамических камер.

Проведённые исследования показали, что влияние давлений от потоков граничного воздуха на деформации незначительно по сравнению с тепловыми расширениями. Эта величина составляет ~ 1...3% и находится в пределах погрешности расчёта.

Определяющее влияние на величину деформации оказывает выделяющееся в результате трения контактирующих поверхностей тепло. Именно оно приводит к появлению радиальной деформации и полностью определяет её величину.

Наличие радиальных деформаций уплотнительного кольца и верхней крышки уплотнения приводит к изменению зазора в уплотнении и ухудшению его герметичности. Рис. 4 и 5 показывают изменение зазоров:

щелевого (возникающего в месте разреза графитового кольца) и тангенциального, образующегося из-за различного теплового расширения уплотнительного кольца и верхней крышки уплотнения.

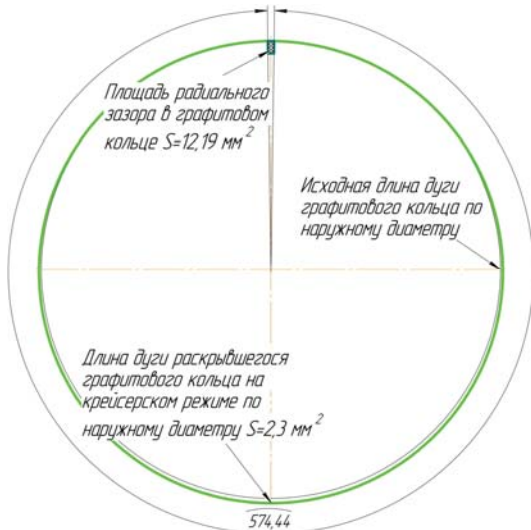


Рис. 4. Изменение зазоров (щелевого и тангенциального) на крейсерском режиме

Видно, что при переходе от взлётного режима к крейсерскому площадь тангенциального зазора уменьшается с $2,44 \text{ мм}^2$ до $2,3 \text{ мм}^2$ (на 6%), площадь щелевого зазора также уменьшается с $15,97 \text{ мм}^2$ до $12,20 \text{ мм}^2$ (на 31%). Как видно, зазоры меняются непропорционально, что связано с преимущественным влиянием радиальной деформации верхней крышки уплотнения. Анализ изменения площадей зазоров однозначно показывает, что щелевой зазор оказывает решающее влияние на герметичность уплотнения. Для условий взлётного режима он составляет 87% суммарной площади, для крейсерского - 85%. Естественно предположить, что утечки будут изменяться пропорционально величине зазора и утечки через тангенциальный зазор будут находиться на уровне 5 - 10% от их общего объёма. Поэтому для анализа герметичности уплотнения достаточно исследовать изменение расхода через щелевой зазор.

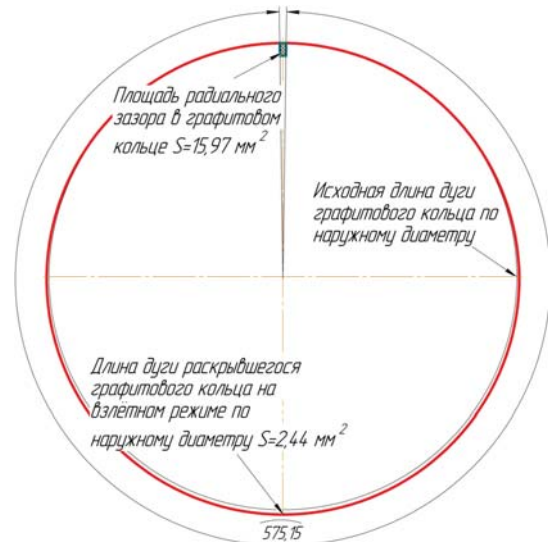


Рис. 5. Изменение зазоров (щелевого и тангенциального) на взлётном режиме

CFD - моделирование зазора

В этом расчёте использована тетраэдрическая сетка конечных элементов (~490000 элементов в каждой из моделей). На рис. 6 показано распределение динамического давления (давления скоростного напора) в воздушном канале. Максимальное давление находится в центре зазора и составляет 291 кПа.

По результатам расчёта определена величина утечек рабочего тела через зазор в кольце на крейсерском режиме. Она составила $0,0024 \text{ кг/с}$ (погрешность расчёта: $\pm 4,88 \cdot 10^{-6} \text{ кг/с}$).

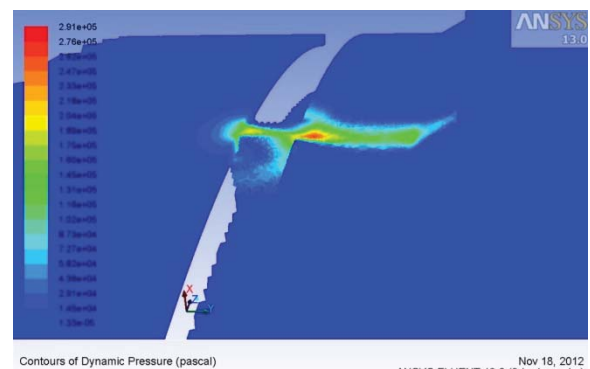


Рис. 6. Динамическое давление на крейсерском режиме

На рис. 7 показано распределение динамического давления (давления скоростного напора) в воздушном канале. Максимальное давление находится в центре зазора и составляет 75,8 кПа.

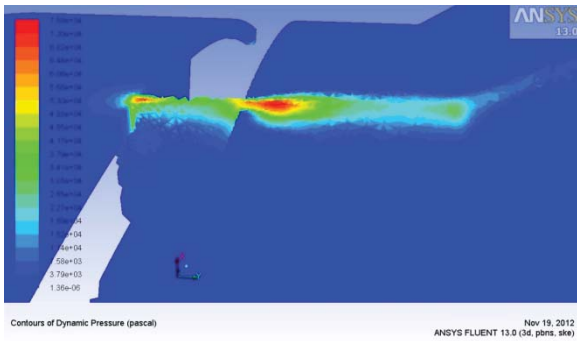


Рис. 7. Динамическое давление на взлётном режиме

По результатам расчёта определена величина утечек рабочего тела через зазор в кольце. Она составила $0,00075$ кг/с (погрешность расчёта: $\pm 5,11 \cdot 10^{-6}$ кг/с). Таким образом, утечки на взлётном режиме в 3,2 раза превышают утечки на крейсерском (2,4 г/с и 0,75 г/с, соответственно).

Выводы

Проведенные расчётные исследования герметичности межвального РТКУ опоры компрессора двигателя НК на взлётном и крейсерском режимах позволяют сделать следующие основные выводы.

1. При переходе с взлётного на крейсерский режим характер деформации кольца не изменяется. Также сохраняется постоянной величина деформации кольца в радиальном направлении, которая составила 0,17 мм. В осевом направлении кольцо смещается на 0,3 мм на взлётном режиме и на 0,13 мм на крейсерском (смещение уменьшается в 2,3 раза). Угол поворота сечения также значительно изменяется (с 16° до 6°).

2. Наибольшее влияние на величину и форму уплотнительного зазора оказывает тепло, выделяющееся в зоне контакта. В торцовом зазоре тепла выделяется в два раза больше, чем в радиальном. Максимальное значение теплового потока в торцовом зазоре составляет 5147 Вт на взлётном режиме. Осевая сила оказывает влияние только на осевое смещение уплотнительного кольца. Оно изменяется с 0,135 мм до 0,029 мм (уменьшается в 4,7 раза) на крейсерском режиме и с 0,3 мм до 0,125 мм (уменьшается в 2,4 раза) на взлётном. Учёт давления приводит к изменению деформации на 1-3%.

3. Радиальная деформация деталей уплотнительного узла оказывает решающее влияние на изменение величины зазора в

месте разреза кольца. При переходе от взлётного режима к крейсерскому площадь тангенциального зазора уменьшается с $2,4$ мм² до $2,30$ мм² (на 6%), площадь щелевого зазора также уменьшается с $15,97$ мм² до $12,20$ мм² (на 31%). Анализ изменения площадей зазоров показывает, что щелевой зазор оказывает решающее влияние на герметичность уплотнения. Для условий взлётного режима он составляет 87% суммарной площади, для крейсерского - 85%.

4. Расчёт утечек через щелевой зазор осуществлялся в CFD комплексе FLUENT. Расчётные значения утечек на взлётном режиме в 3,2 раза превышают утечки на крейсерском и составляют 2,4 г/с и 0,75 г/с соответственно, что согласуется с имеющимся опытом проектирования РТКУ.

5. Наличие значительного динамического давления на выходе из уплотнительного зазора (до 291 кПа на взлётном режиме и 75,8 кПа на крейсерском) должно учитываться при проектировании газодинамической разгрузки РТКУ.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления Правительства РФ № 218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Фалалеев, С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов [Текст]: учебное издание / С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев. – Самара: СГАУ, 1998 – 275с.
2. Марцинковский, В.А. Вибронадежность и герметичность центробежных машин [Текст]: монография / под ред. В.А. Марцинковского, А.В. Загорулько. – Сумы: Сумский государственный университет, 2011. – 351 с.
3. Белоусов, А.И. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов [Текст]: учебное пособие / А.И. Белоусов, В.А. Зрелов – Самара: СГАУ, 1989. – 108с.
4. Решетов, Д.Н. Детали машин [Текст]: учебное пособие / Д.Н. Решетов. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.
5. Михеев, М.А. Основы теплопередачи [Текст]: учебное пособие / М.А. Михеев, И.М. Михеева. М.: Энергия, 1977. -344 с.

**RESEARCH OF RADIAL FACE CONTACT SEAL TIGHTNESS
IN THE SUPPORT OF THE AIRCRAFT ENGINE COMPRESSOR
AT VARIOUS OPERATIONAL MODES**

© 2012 A. S. Vinogradov, R. R. Badykov, I. D. Shpakov

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

In the article the sequence of leakage definition through radial face seal in a support of the compressor for take-off and cruiser modes is resulted. Certain computational values of leakage (2,4 g/s on a take-off mode and 0,75 g/s on cruiser mode) coincide with available experience of seal designing.

Compressor support, support seal, loads on support elements, deformation of support elements, leakage.

Информация об авторах

Виноградов Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: a.s.vinogradov@list.ru. Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей, надежность машин.

Бадыков Ренат Раисович, магистр, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: renatbadykov@gmail.com. Область научных интересов: конструкция авиационных двигателей.

Шпаков Иван Дмитриевич, магистр, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shpakov.i.d@mail.ru. Область научных интересов: конструкция авиационных двигателей.

Vinogradov Alexandr Sergeevich, candidate of technical science, associate Professor of department of construction and design of aircraft engines, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: a.s.vinogradov@list.ru. Area of research: face seals, aircraft engine design, reliability of machines.

Badykov Renat Raisovich, second course master, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: renatbadykov@gmail.com. Area of research: aircraft engine construction.

Shpakov Ivan Dmitrievich, second course master, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: shpakov.i.d@mail.ru. Area of research: aircraft engine construction.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЯ КАК ЭЛЕМЕНТА СИСТЕМ И УЗЛОВ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2012 А. С. Виноградов

Предлагается новый метод проектирования уплотнений авиационных двигателей и энергетических установок. Метод заключается в исследовании уплотнения как элемента силовой схемы, масляной и воздушной систем с учётом работы двигателя на нестационарных режимах.

Уплотнение, метод проектирования, авиационный двигатель, утечки, внутренняя воздушная система, опора, деформации, масляная система, динамика.

Создание новых образцов техники неразрывно связано с решением проблемы уплотнений. Конструирование уплотнений основано на решении комплекса взаимосвязанных задач. Необходимо рассматривать одновременно газо- и гидродинамические, тепловые и силовые проблемы. В ряде случаев рассматриваются и деформации деталей уплотнений на переходных режимах. Сложные расчётные модели особенно актуальны при проектировании авиационных, ракетных двигателей и создаваемых на их основе энергетических установок.

Главные проблемы, решаемые при разработке конструкции уплотнения, это – обеспечение герметичности и ресурса. Их решение осложняется достигнутыми на сегодняшний день параметрами. В опорах авиационных двигателей уплотнения работают при температурах до 1000 К, давлениях до 1 МПа, окружной скорости до 250 м/с. В перспективе ожидается дальнейшее увеличение степени сжатия воздуха в компрессоре, температуры газа перед турбиной, степени двухконтурности, частоты вращения роторов, что повысит нагрузки на узлы уплотнений. Следует учесть, что наряду с ростом параметров двигателей увеличивается их ресурс. Требуемые ресурсы: ГТД – 50 тыс. ч., конвертируемых двигателей – до и более 100 тыс.ч. Внедрение новой техники и конвертирование двигателей сдерживается отсутствием доведённых высокоресурсных уплотнительных узлов, которые были бы работоспособны и в более жёстких условиях эксплуатации. [1, 2]

В настоящее время в качестве уплотнений опор роторов турбомашин широко применяются лабиринтные, торцовые, радиаль-

но-торцовые уплотнения, графитовые сегментные уплотнения. В последнее время большое внимание уделяется исследованию газодинамических и газостатических уплотнений, которые работают с гарантированной газовой смазкой в паре трения. В статье пойдёт речь преимущественно об этих уплотнениях, хотя разработанные методики и полученные выводы могут быть отнесены и к традиционным типам уплотнений.

Комплекс вопросов, возникающих при проектировании торцовых уплотнений с газовой смазкой, требующих обширного расчётного исследования, представлен на рис. 1. [1]. В рамках рассматриваемого подхода эти вопросы можно условно назвать «внутренними», т.к. для их решения используются только параметры внутри уплотнительного узла.



Рис. 1. Основные проблемы, решаемые при проектировании пары трения уплотнительного узла

Особо следует выделить следующие вопросы:

- 1) влияние структуры течения уплотняемой (охлаждающей) среды в полости перед уплотнением (формы полости перед уп-

- лотнением) на тепловое состояние уплотнения;
- 2) влияние геометрии уплотнительных колец на величины тепловых и силовых деформаций, возникающих в них;
 - 3) влияние деформаций колец на форму и величину уплотнительной щели;
 - 4) влияние формы и величины уплотнительной щели на распределение давления в зазоре уплотнения;
 - 5) влияние поля давлений в зазоре уплотнения на величину деформации колец уплотнения.

В настоящее время при проектировании АД и ЭУ уплотнения рассматриваются в виде отдельного узла. Параметры потока в уплотнительном зазоре и размеры подводящих и отводящих каналов являются изна-

чально заданными. Однако в многорежимной силовой установке (авиационном двигателе), такой подход не даёт достаточно точных результатов. Развитие расчётных методов позволяет выполнить исследование уплотнения в составе системы внутреннего воздухообеспечения, масляной системы и в составе опоры с учётом изменения параметров на переходных режимах. Подобный подход позволяет увязать характеристики уплотнения с параметрами эффективности всего двигателя и оценить дополнительные факторы, которые могут оказать влияние на работоспособность уплотнения. Рис. 2. показывает основные «внешние» проблемы, требующие решения при проектировании уплотнения.

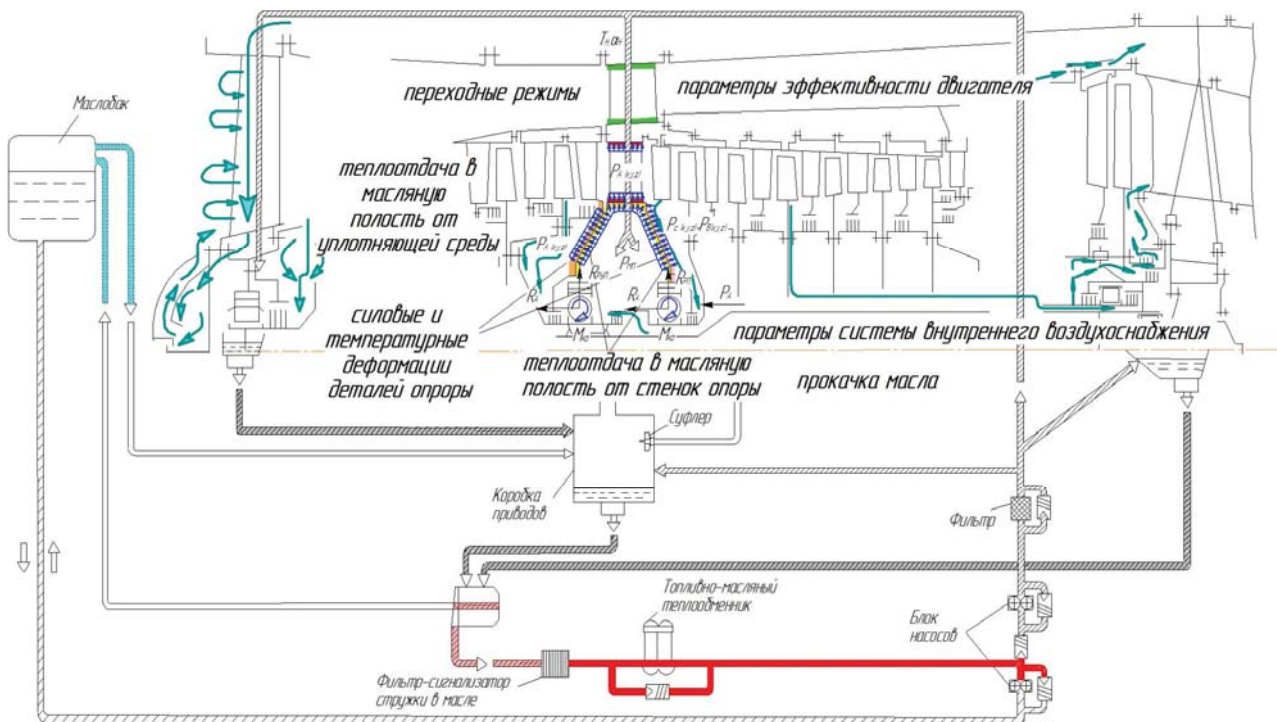


Рис. 2. Вопросы, рассматриваемые при проектировании уплотнения как элемента двигателя и его систем

К основным «внешним» вопросам следует отнести:

- 1) влияние герметичности уплотнения на параметры системы внутреннего воздухообеспечения (величину отборов воздуха на наддув и суфлирование, охлаждение горячих элементов, систему разгрузки);
- 2) влияние силовых и тепловых деформаций стенок опоры на величину уплотнительного зазора на всех режимах работы двигателя;

- 3) влияние герметичности уплотнения на теплоотдачу в масло и непосредственно связанную с этим величину прокачки масла;
- 4) связь характеристик уплотнения с деформациями уплотнительных колец на переходных режимах;
- 5) влияние герметичности уплотнения на показатели эффективности двигателя;
- 6) прогнозирование надёжности уплотнительного узла и его влияние на параметры надёжности двигателя.

Для более детального моделирования процессов, протекающих в уплотнении, предлагается исследовать его работу в составе системы внутреннего воздухообеспечения двигателя.

Решаются следующие задачи: определение эффективности работы уплотнения в системе внутреннего воздухообеспечения АД и ЭУ, расчёт взаимовлияния параметров системы воздухообеспечения и характеристик уплотнения друг на друга, выбор уточнённой конструкции уплотнения.

Укрупнённо процесс проектирования уплотнения в составе системы внутреннего воздухообеспечения можно представить в виде трёх этапов.

Первый этап состоит в связанном определении параметров потока в проточной части АД и ЭУ и коэффициентов конвективной теплоотдачи каналов. Данный метод описан, например, в [3] и широко применяется при проектировании авиационных двигателей. Такой подход приводит к решению обратной задачи: по известной геометрии каналов и значениям газодинамических параметров необходимо определить параметры потоков по всей сети. При этом расчёт должен учитывать влияние подогрева потока. Задача должна решаться методом последовательных приближений. Приведенный метод термомеханического расчёта двигателя был реализован на примере системы охлаждения турбины двигателя НК-93 фирмы ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова», модели двигателя GE90 и нагнетателя 370-14-1.

Второй этап заключается в определении напряжённо-деформированного состояния деталей каналов и, в частности, деталей уплотнительного узла.

На третьем этапе оценивается влияние герметичности уплотнительного узла на параметры эффективности двигателя.

Данная оценка существенно зависит от места положения уплотнения в конструкции двигателя (уплотнения опор компрессора и турбины, уплотнения системы охлаждения и разгрузки, уплотнения проточной части).

Применение данного подхода проектирования уплотнения позволит не только скорректировать деформации уплотнительного кольца на различных режимах, но и сделает возможным применение перспек-

тивных бесконтактных уплотнений не только в опорах, но и в проточной части двигателя [1, 4, 5].

Наиболее важным условием обеспечения герметичности и надёжности уплотнения является обеспечение требуемой формы уплотнительного зазора и приемлемого уровня напряжений в деталях уплотнительного узла. Образующиеся повышенные деформации способны привести к разрушению колец или к полному раскрытию стыка. Оба случая являются недопустимыми для авиационных двигателей и энергетических установок. [1, 2]

Рассмотрим далее некоторые аспекты проектирования уплотнения в составе опоры. Опоры двигателя можно классифицировать по следующим признакам:

- месту положения;
- видам воспринимаемых (передаваемых) нагрузок;
- применяемым элементам (подшипникам, уплотнениям, демпферам).

По месту положения опоры можно разделить на опоры компрессора и турбины. Для опор компрессора наиболее часто используемыми вариантами являются переднее расположение опоры, расположение между каскадами и заднее расположение, связанное либо с наружным, либо с внутренним корпусом камеры сгорания. Аналогичную классификацию можно привести для опор турбин. Расположение опоры сильно влияет на тепловое и напряжённо-деформированное состояние её элементов. Следует учитывать и влияние общей компоновки опоры в составе двигателя. Например, применение совмещённой опоры для трёх турбин трёхвального двигателя чрезвычайно затрудняет обеспечение охлаждения её элементов.

Для анализа работы уплотнения необходимо выделить основные виды нагрузок, действующих на опору и оценить их влияние на деформации деталей уплотнительного узла. Необходимо исследовать как отдельное влияние отдельных компонентов нагружения, так и результат их совместного воздействия. Влиянию деформаций на характеристики уплотнений (контактных и бесконтактных, статических и динамических) посвящено большое число публикаций. Но традиционно рассматривается только та де-

формация колец пары трения, которая возникает от действия уплотняющей и уплотняемой сред, а также сопряжённых деталей конструкции. Однако на деформацию колец могут оказывать влияние все виды нагрузок, действующих на опору. И это влияние может быть значительным.

В общем случае на опоры компрессора и турбины действуют следующие внутренние нагрузки: тепловые, перепады давления, радиальные и осевые нагрузки от ротора, крутящие моменты. К внешним нагрузкам относятся: инерционные, в том числе гироскопические моменты роторов при эволюциях самолёта, аэродинамические нагрузки с внешних обводов мотогондолы и связанные с неосевым входом рабочего тела в вентилятор, тяга, вес [6].

Важность рассмотрения уплотнения как элемента опоры была подтверждена расчётным исследованием эксплуатационного дефекта. На двигателях НК-144 во время полёта возникал следующий дефект: повышение давления во внутренней полости опоры до 1 кг/см^2 (при допуске $0,5 \text{ кг/см}^2$) (рис. 3).

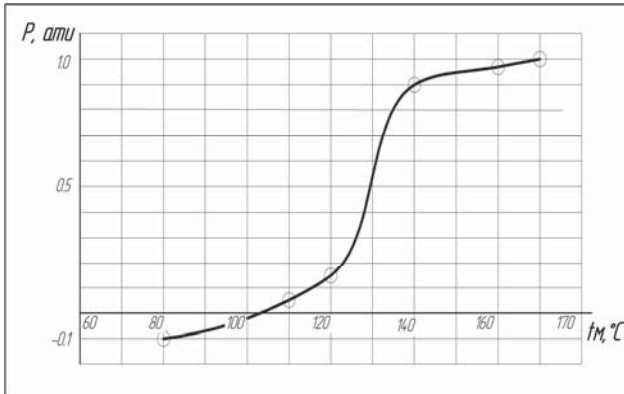


Рис. 3. Изменение давления в масляной полости опоры

Дефект возникал в момент подлёта самолёта к пункту назначения. Самолёт, летящий со скоростью $2,2\text{M}$, снижал её до $0,8\text{M}$. Одна из предполагаемых причин – деформация опоры вследствие резкого сброса газа. При изменении режима стенки опоры «расходились», нарушая герметичность уплотнения.

Разработанные модели и созданные методики позволяют также анализировать каждый из видов нагружения опоры на характеристики уплотнений и выбирать в каждом отдельном случае наиболее значимые из них.

Работоспособность подшипников качения в опорах ГТД и других узлов трения в течение заданного ресурса существенно зависит от герметичности окружающей его масляной полости и количества тепла, поступающего в неё. Существенная часть тепла вносится не только с рабочим телом через уплотнения, но и через стенки опоры и в сумме может достигать 80%. Особенно важно изучать работу уплотнения в составе масляной системы двигателя, а также влияние процессов, происходящих в уплотнении, на работу масляной системы [7]. Это связано, в первую очередь, с тем, что подогрев масла в опоре двигателя должен находиться в диапазоне $40 - 70$ градусов. При современных уровнях температуры обеспечить выполнение этого требования очень сложно.

Проанализированы величины прокачек масла через авиационные ТРДД, ТРДДФ (рис. 4а) и ТВД (рис. 4б).

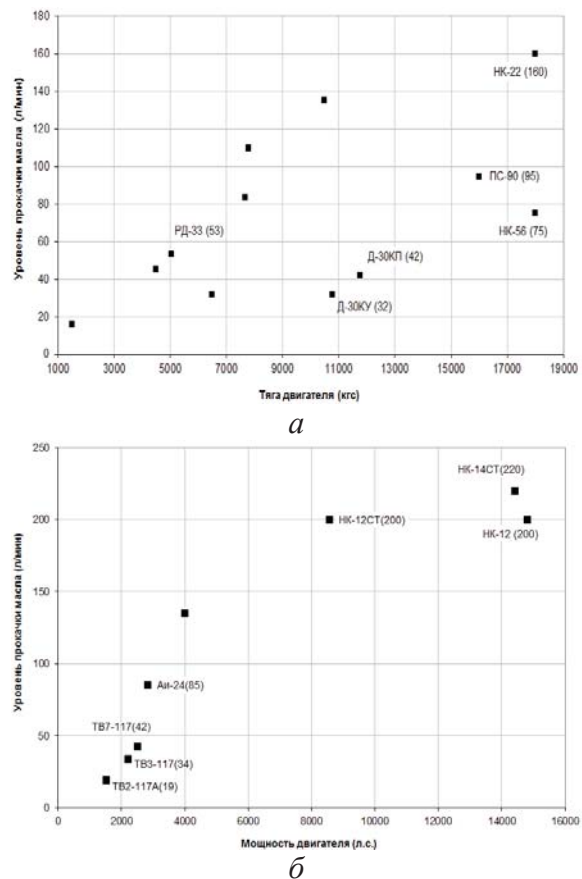


Рис. 4. Прокачка масла через двигатели: ТРДД, ТРДДФ (а); ТВД (б)

Из анализа рисунков можно заключить, что объём прокачиваемого масла напрямую зависит от тяги (мощности) двигателя. Для двигателей ТВД он на $40 - 50 \%$ больше. Другим фактором, влияющим на прокачку

масла, является суммарный тепловой поток, проникающий в опору. Это влияние иллюстрируется на рис. 5, где показаны экспериментальные зависимости прокачек масла через три опоры двигателя НК-22.

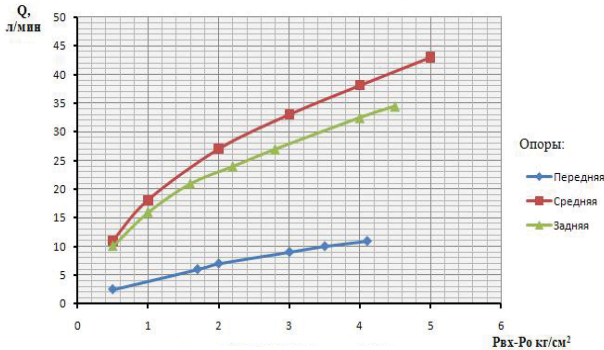


Рис. 5. Прокачка масла через три опоры двигателя НК-22

Дальнейшее применение предлагаемого метода целесообразно для исследования наиболее перспективного варианта тепловой защиты опоры – буферной полости, который нашел применение на многих современных двигателях [7] и отдельных элементов подвода и отвода масла внутри опоры [8].

Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит в результате возникновения в них опасной вибрации. На рис. 6. показано кольцо уплотнения, разрушившееся при переходе компрессора в режим помпажа из-за нарушения технологии эксплуатации.



Рис. 6. Разрушившееся кольцо исследуемого уплотнения нагнетателя

Поэтому необходимо создание методики расчёта динамики торцового газодинамического уплотнения с учётом особенности его эксплуатации в составе турбомшины, позволяющих оценивать напряжённо-деформированное состояние колец пары трения при различных частотах вращения с учётом

динамического возбуждения и разработка рекомендаций по выбору конструкции уплотнений.

Внешние возмущения, вибрация вала, биения вращающихся деталей обуславливают возникновение нестационарных процессов, нарушающих равновесие и устойчивость подвижного в осевом направлении кольца уплотнения и возбуждающих колебания в уплотнениях [9]. Вопросы динамики наиболее актуальны для уплотнений, работающих при высоких скоростях вращения в сжимаемых средах.

Для решения поставленной проблемы предлагается следующая последовательность расчёта:

- 1) выбор полётного цикла (или цикла работы энергетической установки) и определение температурных нагрузок и сил давления;
- 2) проведение связанных теплового и структурного расчётов опоры и уплотнения (например, в пакете ANSYS) для определения влияний деформации деталей опоры и уплотнения на геометрические параметры уплотнения;
- 3) проведение динамического расчёта ТБКУ с учётом нелинейности (заключается в учёте деформации уплотнительных колец, которая вызывает нелинейное изменение параметров воздушного слоя при изменении формы рабочего зазора).

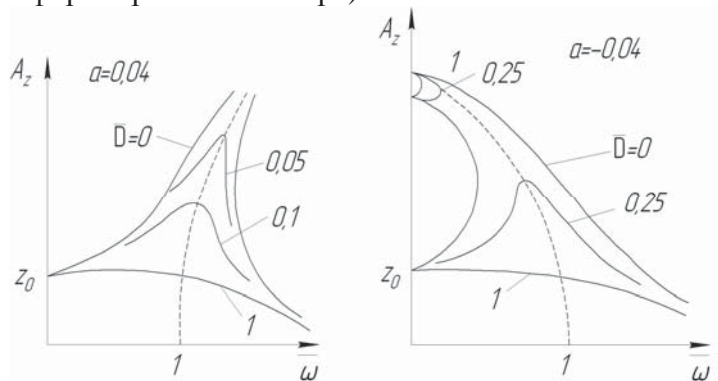


Рис. 7. Зависимость амплитуды изменения зазора от частоты колебаний с учётом нелинейности

В результате расчёта определяются изменение величины и формы зазора во времени, изменение жёсткости смазочного слоя, коэффициента демпфирования, а также амплитудно-частотная характеристика. Созданная модель уплотнения позволяет анализировать линейные и угловые колебания. В ходе динамического расчёта отслеживается

изменение величины зазора между подвижным и неподвижным кольцами уплотнения, а также изменение его формы. В итоге получаем зависимости амплитуды изменения зазора от частоты колебаний, имеющих характерные изменения формы кривой из-за нелинейного изменения жёсткости (рис. 7).

Нелинейное изменение жёсткости воздушного слоя вследствие деформации уплотнительных колец приводит к «заваливанию» АЧХ. Обычно уплотнение проектируют так, чтобы оно работало на ниспадающей ветви жёсткостной характеристики.

Полученная АЧХ позволяет внести необходимые конструктивные изменения для обеспечения стабильной работы исследуемого уплотнения (например, увеличить коэффициент демпфирования воздушного слоя за счёт изменения формы каналов на контактирующих поверхностях уплотнительных колец).

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления Правительства РФ № 218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Фалалеев, С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов [Текст]: учебное пособие / С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев. М.: Изд-во МАИ, 1998. - 276 с.
2. Белоусов, А.И. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов [Текст]: учебное пособие / А.И. Бело-

усов, В.А. Зрелов. Куйбышев: КуАИ, 1989. - 104 с.

3. Улучшенный алгоритм поступенчатого расчета проточной части турбины по параметрам за последней ступенью [Текст] / В.М. Капинос, В.Н. Пустовалов, В.В. Навроцкий [и др.] // Вестник НТУ «ХПИ», №11, 2004. - С.105-108.

4. Muller Y. Secondary air system model for integrated thermomechanical analysis of a jet engine// ASME-Pap-GT-2008-50078.

5. 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.

6. Кочеров, Е.П. Проектирование подвески ГДТ на летательном аппарате [Текст]: Учебное пособие / Е.П. Кочеров, Н.И. Старцев. Самара: СГАУ, 1999. – 50с.

7. Трянов, А.Е. О тепловой защите масляных полостей опор создаваемых ГТД [Текст]/ А.Е. Трянов, О.А. Гришанов, А.С. Виноградов // Вестник СГАУ №3 Ч.1. Самара, 2009. – С. 318-329.

8. Flouros, M. The impact of oil and sealing air flow, chamber pressure, rotor speed, and axial load on the power consumption in an aeroengine bearing chamber [Text]/ M. Flouros // Transactions of the ASME. – JANUARY 2005. – Vol. 127. – P. 182-186.

9. Фалалеев, С.В. Динамические характеристики торцового газодинамического уплотнения в газоперекачивающем агрегате с магнитным подвесом [Текст] / С.В. Фалалеев, В.В. Седов // Газотурбинные технологии, 2009 № 3. - 4с.

SEAL DESIGNING AS ELEMENT OF AIRCRAFT ENGINE SYSTEMS AND ENGINE UNITS

© 2012 A.S. Vinogradov

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

In article the new method for designing of aircraft engine and power plant seal is offered. This method consists of seal research as element of the force system, oil and internal air systems, and also in view of engine work on transient modes.

Seal, designing method, aircraft engine, leakage, secondary air system, support, deformations, oil system, dynamic.

Информация об авторах

Виноградов Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: a.s.vinogradov@list.ru. Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей, надёжность машин.

Vinogradov Alexandr Sergeevich, candidate of technical science, associate Professor of department of construction and design of aircraft engines, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: a.s.vinogradov@list.ru. Area of Research: face seals, aircraft engine design, reliability of machines.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЁТА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ В ТУРБИНЕ ГТД

© 2012 П. В. Бондарчук, А. Ю. Тисарев, М. В. Лаврушин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Представлен алгоритм технологии формирования модели процессов в системе управления радиальными зазорами в турбине газотурбинного двигателя при нестационарных режимах работы. На примере модели двигателя НК-361 были рассчитаны радиальные зазоры в турбине низкого давления по обобщённому циклу работы двигателя. Исследовано влияние геометрических параметров тепловой системы управления на радиальные зазоры. Рассчитаны величины зазоров при обдуве статора воздухом, отбираемым от компрессора.

Система управления радиальными зазорами, тепловой анализ, гидравлическая сеть, коэффициент теплоотдачи.

Необходимость разработки метода управления радиальными зазорами в турбине авиационного двигателя определяется требованиями снижения эксплуатационных расходов. Важнейшим фактором, влияющим на стоимость эксплуатации, является топливная экономичность. Для достижения минимального удельного расхода топлива в авиационных двигателях необходимо стремиться к повышению КПД узлов.

Важным фактором, влияющим на КПД турбины, является величина радиальных зазоров между ротором и статором. Результаты исследований, приведённые в [1], показывают, что 1% изменения величины зазора $\delta_{р.к.}$ на лопатках турбины ВД может привести к уменьшению КПД примерно на 1,5-2,0%. Поддержание требуемого уровня радиальных зазоров в течение гарантийного срока работы двигателя и минимизация зазора на крейсерском режиме реализуется применением систем регулирования радиального зазора.

Перед проектированием системы активного управления радиальным зазором (САУРЗ) необходим расчёт его изменения в процессе работы без применения САУРЗ. Временные зависимости изменений величин радиальных зазоров от влияющих факторов (тепловые перемещения, перемещения от механических нагрузок) должны быть получены моделированием принятой программы эксплуатации. Эта программа называется «обобщённый полётный цикл» (ОПЦ) двига-

теля. По ОПЦ рассчитываются зависимости величин рабочих параметров двигателя по времени его работы.

Монтажный радиальный зазор для рабочей лопатки турбины $\delta_{\text{монт.ПК}}$ определяется расстоянием между торцом лопатки рабочего колеса 1 и трактовым кольцом 2 (рис. 1). Монтажный радиальный зазор для лопатки соплового аппарата $\delta_{\text{монт.СА}}$ определяется зазором в уплотнении между лопаткой соплового аппарата 3 и рабочим колесом 4.

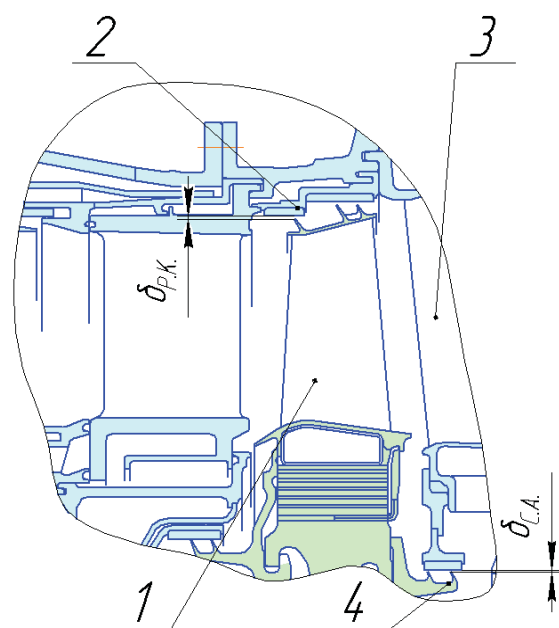


Рис. 1. Монтажные радиальные зазоры на рабочих лопатках и сопловых аппаратах

При наличии временных зависимостей радиальных перемещений торцов рабочих и направляющих лопаток и соответствующих рабочих колец определяется картина изменений во времени радиальных зазоров:

$$\delta_i = \delta_{\text{монт}} + \delta_{\text{статора}} - \delta_{\text{ротора}}.$$

Основными факторами, влияющими на перемещения указанных характерных точек, являются деформации ротора и статора от изменения температур и силовых воздействий.

В качестве основного требования к рассматриваемой САУРЗ обозначим следующее: система должна обеспечивать снижение радиального зазора на крейсерском режиме работы с целью повышения общей эффективности двигателя. Исходными данными для проектирования системы являются:

- 1) термогазодинамические параметры двигателя по ОПЦ;
- 2) изменение газодинамических параметров по тракту двигателя при моделировании ОПЦ;
- 3) конструкция двигателя и системы вторичного воздухообеспечения.

В процессе подготовки к расчёту необходимо создать:

- 1) модель системы внутреннего воздухообеспечения (СВВ);
- 2) макрос приложения тепловых нагрузок и передачи нагрузок, полученных в результате анализа СВВ на тепловую конечно-элементную модель;
- 3) конечно-элементную модель для теплового анализа;
- 4) макрос передачи нагрузок, полученных в результате теплового анализа и анализа СВВ, на прочностную конечно-элементную модель;
- 5) конечно-элементную модель для прочностного анализа;
- 6) конечно-элементную модель обдува корпуса из коллекторов подачи воздуха.

Алгоритм расчёта радиальных зазоров в проточной части двигателя

Расчёт проводится без включенной САУРЗ в следующей последовательности.

1. Термодинамический расчёт. Обеспечивает получение средних параметров на входе и выходе из узлов двигателя. Для

проведения расчёта задаются расходами воздуха на отборы и КПД узлов.

2. Газодинамический расчёт. Определяются температуры, давления и коэффициенты теплоотдачи в тракте двигателя. Отборы и потери воздуха из тракта регламентированы предыдущим расчётом.

3. Расчёт системы внутреннего воздухообеспечения. Проводится с использованием построенного графа системы (рис. 2), известной геометрии каналов, параметров рабочего тела на входе и выходе из системы, а также температур стенок каналов. Результатом расчёта являются давления и параметры конвекции (α и T_B^*) на поверхностях деталей модели двигателя.

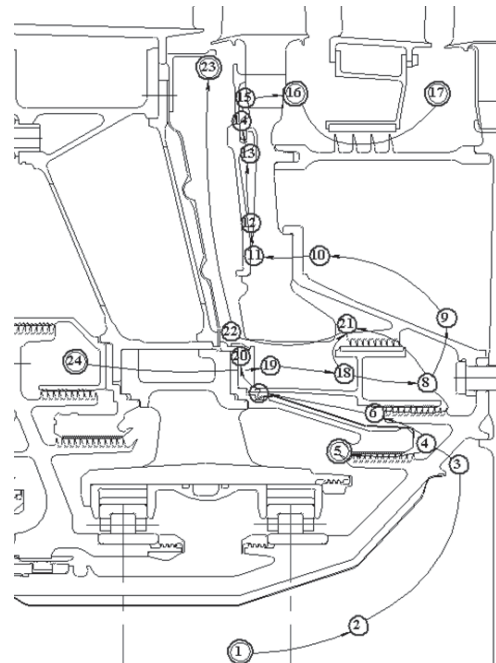


Рис.2. Граф СВВ модели турбины двигателя НК-361

4. Нестационарный тепловой расчёт в ANSYS. Результатом расчёта являются температурные поля на конструкции. Проводится сравнение полученной средней температуры стенок каналов с заданными значениями. Если заданная точность не достигнута, то расчёт повторяется с пункта 3, где средние температуры стенок задаются в новом приближении. Критерий сходимости – разница с предыдущим расчётом средней температуры на стенке менее одного градуса °С.

5. Нестационарный прочностной расчёт. Определяются значения изменения радиальных зазоров в уплотнениях и в проточной

части двигателя. Полученные величины радиальных зазоров в уплотнениях сравниваются с заданными. Если заданная точность не достигнута, расчёт повторяется с пункта 3, где задаются уточненные значения радиальных зазоров.

6. Сравнение величины заданных радиальных зазоров в проточной части двигателя и полученных в результате расчётов. Если точность неудовлетворительная (погрешность более 5%), то расчёт повторяется, начиная с пункта 2, где

задаются уточнённые величины радиальных зазоров.

7. Сравнение расчётных и заданных величин расходов воздуха на отборы. В случае неудовлетворительной точности расчёт повторяется с пункта 1, где задаются уточнённые значения отборов.

Результатом расчёта являются величины радиальных зазоров в проточной части двигателя по циклу работы двигателя (рис. 3).

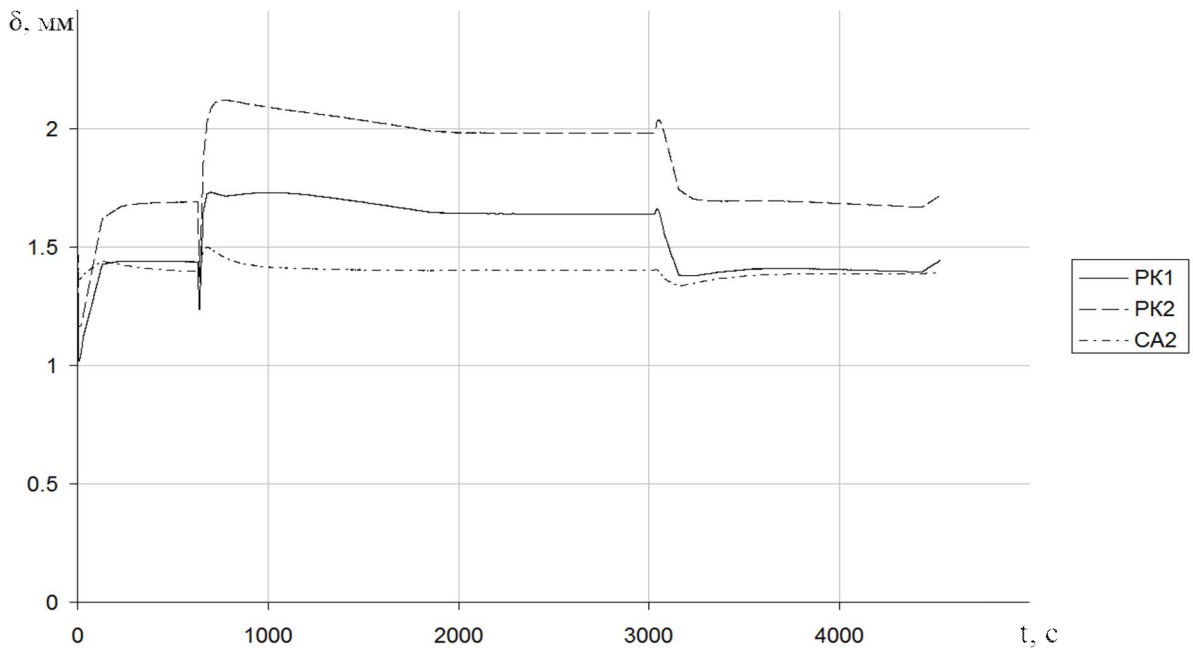


Рис. 3. Результаты расчёта радиальных зазоров в турбине ГТД:
PK1 – рабочее колесо первой ступени, PK2 – рабочее колесо второй ступени,
CA2 – сопловой аппарат второй ступени

Исследования системы обдува

Проектирование САУРЗ начинается с конструктивной проработки системы обдува корпуса. Решается вопрос о месте отбора воздуха для наддува коллекторов охлаждения корпуса. Наиболее эффективно их размещение вблизи элементов корпуса, определяющих его жёсткость, что, соответственно, повысит эффективность системы.

Создаётся параметрическая конечно-элементная модель полости обдува и размещённого в ней коллектора в пакете газодинамического анализа CFX. На данной модели исследуются возможности системы обдува. Цель расчёта – получить максимальные коэффициенты теплоотдачи на стенке турбины при минимальном расходе используе-

мого воздуха. Также в процессе исследований необходимо добиться равномерного распределения коэффициентов теплоотдачи по поверхности за счёт расположения коллекторов относительно стенки, диаметра отверстий в коллекторе, расстояния между отверстиями.

На рис. 4 показано влияние диаметра отверстий (d) на величину коэффициента теплоотдачи (α) при разных значениях расхода воздуха. Расход (G) представлен в относительном виде и равен отношению общего расхода воздуха (G_B) к количеству отверстий ($n_{отв}$): $G = G_B / n_{отв}$. Исследования проводились при $h/d = 1.6$ мм, $l/d = 8$, где h – расстояние от трубки коллектора до корпуса турбины, l –

расстояние между двумя соседними отверстиями.

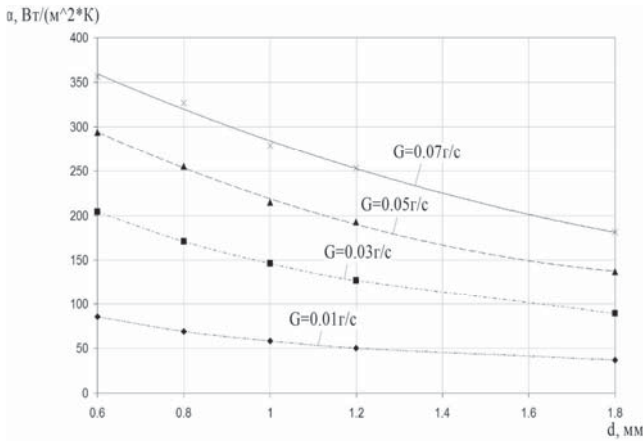


Рис.4. Зависимость α от d

Результаты сопряжённого теплогидравлического расчёта (температурные поля и давление), полученные в программе CFX, передавались через модуль FSI в среду структурного анализа ANSYS. Данный расчёт позволил получить значения величин радиальных перемещений статора.

Влияние диаметра отверстий на изменение величины радиального зазора РК1 (δ) представлено на рис.5.

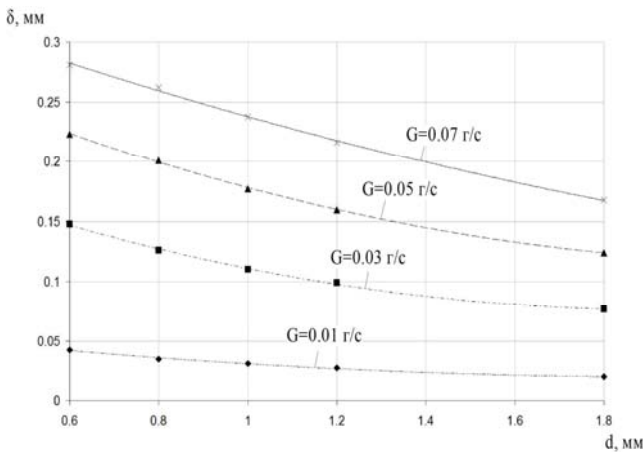


Рис.5. Зависимость изменения δ от d

Влияние h на величину коэффициента теплоотдачи исследовалось в виде отношения h/d (рис.6). Расчёты проводились при $d=1$ мм, $l/d=6.4$. Из рис. 6 следует, что коэффициент теплоотдачи в зависимости от h/d имеет максимум, который при увеличении расхода охлаждающего воздуха сдвигается в сторону больших значений h/d .

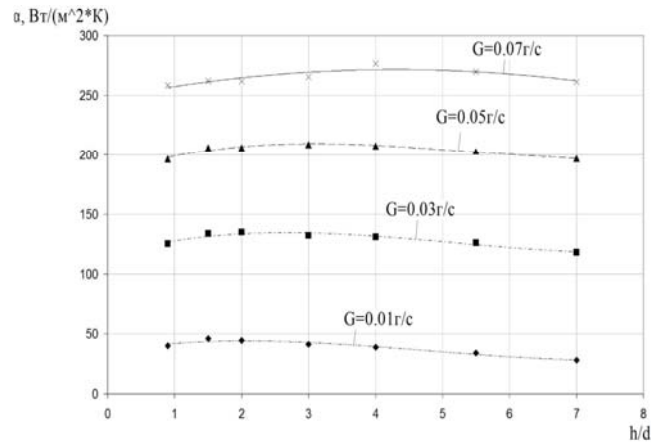


Рис.6. Зависимость α от h/d

Зависимость коэффициента теплоотдачи от расхода воздуха показана на рис.7. Исследование проводилось при $d_{отв}=1$ мм, $l/d=6.4$, $h/d=2$.

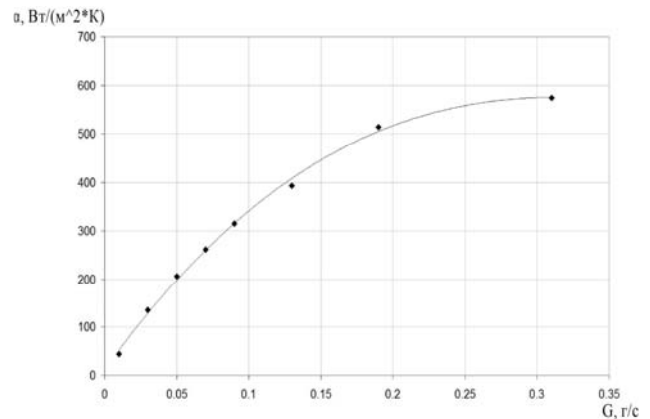


Рис.7. Зависимость α от G

Влияние расстояния между отверстиями l на величину коэффициента теплоотдачи и изменение величины радиального зазора также исследовалось в виде отношения l/d (рис.8, 9). Исследование проводилось при $d=1$ мм, $h/d=1,6$.

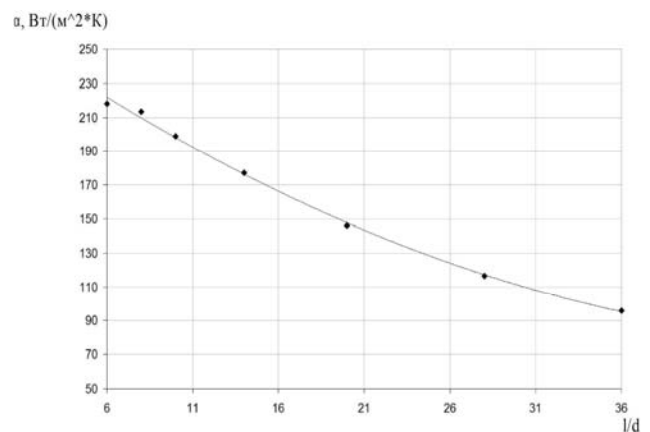


Рис.8. Зависимость α от l/d

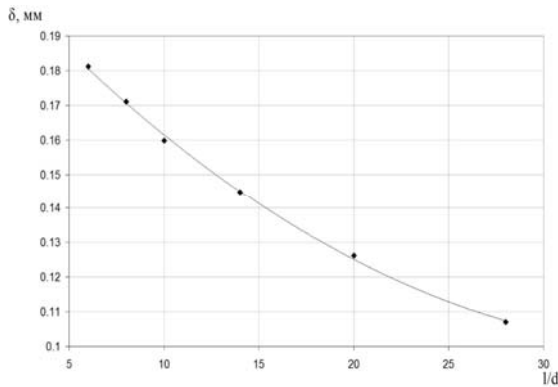


Рис.9. Зависимость изменения δ от l/d

Проводилось исследование влияния скорости сносящего потока на картину распределения полей коэффициента теплоотдачи и температуры корпуса турбины. На рис. 10 показаны линии тока воздуха, выходящего из отверстия при скоростях сносящего потока 5 и 10 м/с.

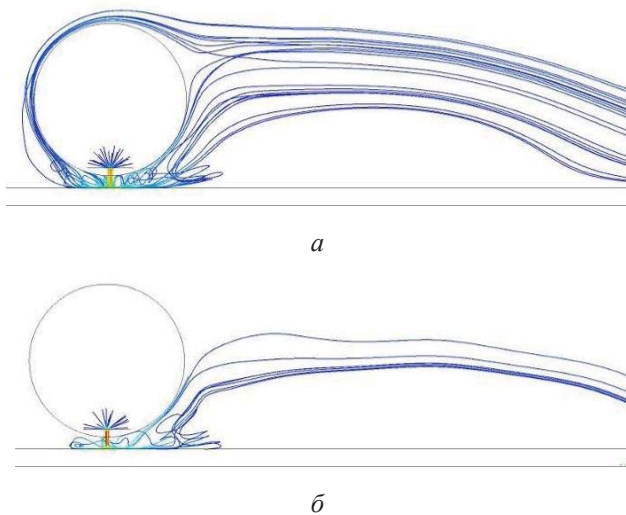


Рис.10. Линии тока воздуха, выходящего из отверстия при скорости сносящего потока: $V=5$ м/с (а), $V=10$ м/с (б)

Расчёт показал, что при скорости сносящего потока более 120 м/с, происходит запыривание потока и воздух из труб перестаёт поступать.

Расчёты проводились с использованием ресурсов суперкомпьютерного центра СГАУ.

Алгоритм расчёта тепловой САУРЗ

На основании графика расчёта радиального зазора без САУРЗ разрабатывается необходимая программа коррекции. Производится пересмотр исходных данных по отбо-

рам воздуха и рассчитывается изменение газодинамических параметров по тракту двигателя при моделировании обобщённого полётного цикла при включённой САУРЗ. Подлежат доработке модели, предназначенные для расчёта радиального зазора:

1) САУРЗ включается в модель системы внутреннего воздухообеспечения (СВВ) в программе расчёта системы охлаждения газовых турбин;

2) производится доработка макроса приложения тепловых нагрузок и передачи нагрузок, полученных в результате анализа СВВ, на тепловую конечно-элементную модель;

3) производится доработка макроса передачи нагрузок, полученных в результате теплового анализа и анализа СВВ, на прочностную конечно-элементную модель.

Вновь рассчитываются перемещения статора по ОПЦ с учётом работы САУРЗ. Последовательными расчётами достигается требуемое значение радиального зазора на различных режимах полёта. При этом радиальные перемещения ротора не пересчитываются ввиду малого влияния увеличения отбора воздуха на его температурное состояние. Расчёт идет по алгоритму, представленному выше.

Для двигателя был проведён анализ СВВ с целью установления места отбора воздуха. На выбор места отбора влияют такие факторы, как обеспечение требуемого перепада давления на отверстиях перфорации и температура выдуваемого воздуха. Перепад давления необходим для организации устойчивого течения воздуха. Температура воздуха, направленного на обдув, должна быть как можно ниже температуры стенки корпуса. Также следует учесть конструкцию двигателя и возможность организации отбора из уже выполненных ресиверов. Для отбора воздуха на модели двигателя НК - 361 выбран ресивер, расположенный за компрессором НД. Проведён расчёт с оптимальными параметрами системы обдува. Результатом расчёта является изменение зазора при включённой САУРЗ (рис.11).

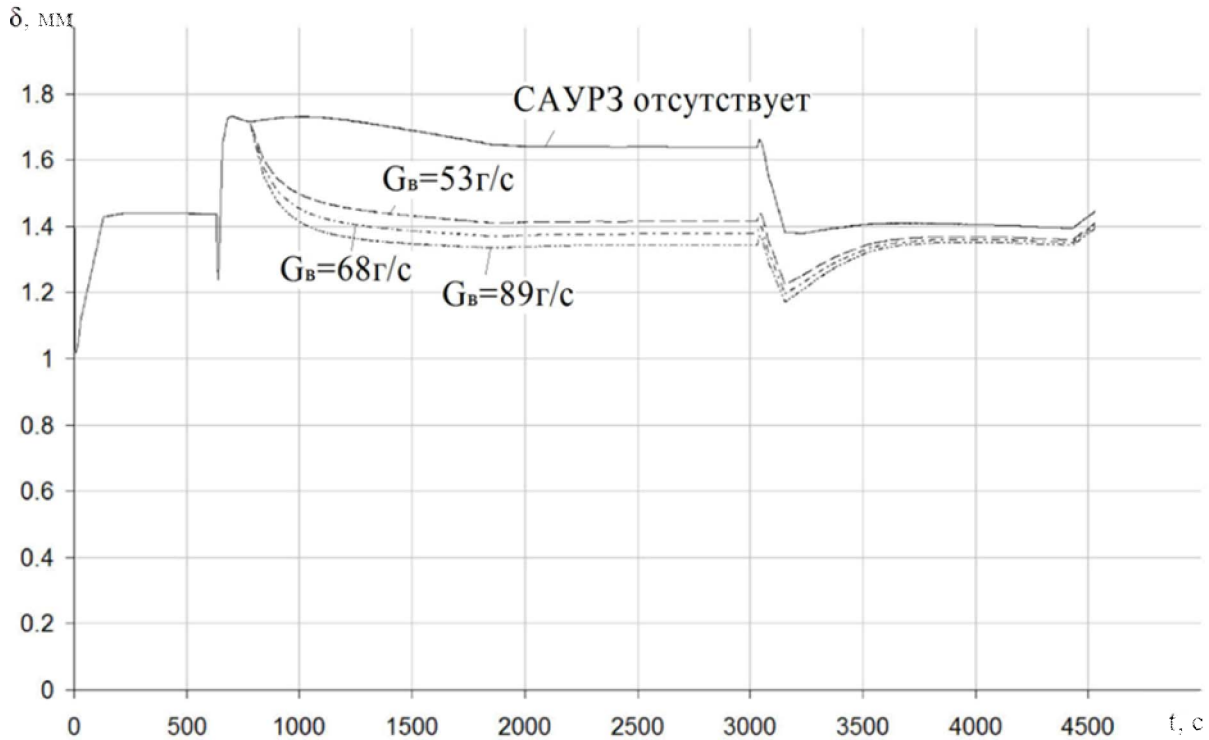


Рис. 11. Зависимость радиального зазора на РК-1 при различных расходах воздуха на нужды САУРЗ

Из рис. 11 видно, что работа САУРЗ позволяет уменьшить значения радиального зазора на 0,3 мм для РК1. Тем самым будет достигнута основная цель – повышение КПД узла и всего двигателя.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Кузнецов, Н.Д. Управление радиальными зазорами в турбокомпрессорах авиационных ГТД [Текст]: учебное пособие для вузов / Н.Д. Кузнецов, В.П.Данильченко, В.Е. Резник. - Самара: Самар. авиац. инт, 1991. - 109с.

DEVELOPMENT OF A CALCULATION METHOD FOR CONTROL SYSTEM OF RADIAL CLEARANCE IN THE TURBINE OF GAS TURBINE ENGINE

© 2012 P. V. Bondarchuk, A. Yu. Tisarev, M. V. Lavrushin

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

This paper presents an algorithm for forming model technology processes in the control system of radial clearance in the turbine of gas turbine engine with non-stationary work conditions. Based on the model of NK-361, radial clearances were calculated in the low pressure turbine throughout the work cycle of the engine, the geometric parameters of the thermal control system of radial clearance were investigated and the gaps by air cooling of stator were calculated.

System control radial clearance, thermal analysis, hydraulic network, heat transfer coefficient.

Информация об авторах

Бондарчук Пётр Владимирович, младший научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: bond_ssau@mail.ru. Область научных интересов: уплотнительная техника, расчёты на прочность.

Тисарев Андрей Юрьевич, младший научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: aytisarev@gmail.com. Область научных интересов: сопряжённый расчёт системы внутренних воздушных потоков двигателя, расчёт радиальных зазоров в лопаточных венцах и лабиринтных уплотнениях.

Лаврушин Михаил Владимирович, магистр, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: rikhard221@ya.ru. Область научных интересов: связанные виды анализа.

Bondarchuk Petr Vladimirovich, Junior Researcher, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: bond_ssau@mail.ru. Area of research: sealing technology, strength analysis.

Tisarev Andrey Yurievich, Junior Researcher, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: aytisarev@gmail.com. Area of research: Coupled calculation of secondary air systems, calculation of radial clearance in blades and labyrinth seals.

Lavrushin Mihail Vladimirovich, Master student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: rikhard221@ya.ru. Area of research: Coupled analyzes.

УДК 621.431.75

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ НА ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА, ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПОЛЯ И ДЕФОРМАЦИИ ДЕТАЛЕЙ ГТД

© 2012 А. Ю. Тисарев, Н. М. Василевич

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Рассматривается определение параметров воздушного потока в предмасляной полости средней опоры компрессора. Проведено сравнение двух типов интерфейса в CFD - анализе. Получены тепловые поля деталей и проведён расчёт напряжённо-деформированного состояния деталей опоры. В ходе работы было проведено сравнение коэффициентов теплоотдачи, полученных CFD - анализом и путём расчёта по полуэмпирическим зависимостям. Проанализировано влияние наличия отверстий в воздушной системе на окружные перемещения корпуса заднего РТКУ.

Система внутренних воздушных потоков, гидравлическая сеть, тепло-гидравлический расчёт, предмасляная полость, радиально-торцовое контактное уплотнение (РТКУ).

Система внутренних воздушных потоков (СВВП) двигателя играет важную роль в его работе: обеспечивает охлаждение деталей горячей части двигателя; защищает внутренние полости от затекания горячего газа, идущего по тракту; обеспечивает положительный перепад давления на уплотнениях масляных полостей.

Расчёт параметров СВВП можно выполнять в 1D, 2D и 3D постановках.

Расчёт в одномерной постановке основан на полуэмпирических зависимостях. Он даёт достаточно точные результаты, и при этом непосредственно сам расчёт не требует больших временных ресурсов. 2D CFD - расчёт удобно применять для полностью осесимметричных моделей, когда поведение потока по окружности является постоянным. Данный подход позволяет получить картину параметров потока в осесимметричной постановке и отследить зоны образования вихревых течений. 3D - постановка позволяет рассчитывать окружную неравномерность полей температур, давлений, скоростей, связанную с несимметричностью модели. При этом граничные условия для газодинамической, тепловой и структурной модели берутся из расчётов меньшей размерности.

Расчёт полноразмерной системы внутренних воздушных потоков двигателя в 3D постановке является весьма нецелесообразным, поскольку подготовка модели подобного размера и её расчёт требуют большого ко-

личества времени. К тому же оптимизация системы является практически невозможной. Поэтому оптимальным способом расчёта течений потока является сочетание всех вышеперечисленных методов.

Следует отметить, что исследование окружной неравномерности параметров является актуальным, так как такие особенности потока могут влиять на напряжённо-деформированное состояние деталей двигателя и на работу отдельных узлов, например, контактных уплотнений.

Поэтому в работе в качестве предмета исследования была выбрана предмасляная полость средней опоры компрессора (рис. 1).

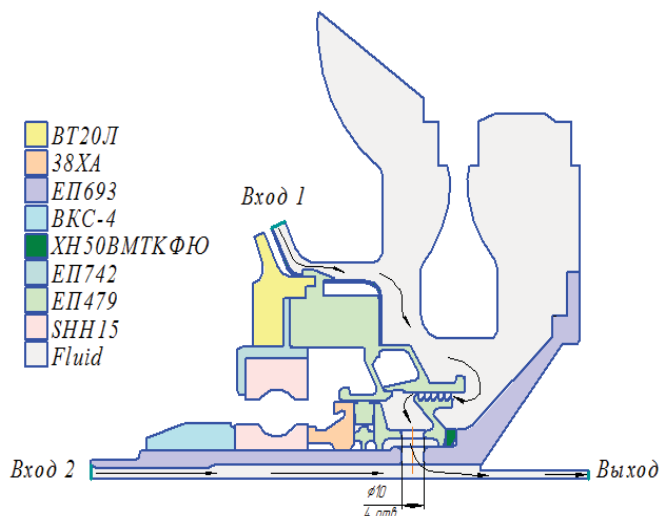


Рис. 1. Схема предмасляной полости

Воздух, отбираемый из-за второй ступени компрессора ВД, через систему полосей и отверстий проходит через нижнее лабиринтное уплотнение, затем через отверстия в нём и отверстия в валу ВД смешивается с воздушным потоком, протекающим через межвальное пространство валов ВД и СД. Наличие отверстий в валу и лабиринте приводит к образованию окружной неравномерности параметров потока, которая и будет являться объектом исследования.

Граничные условия. Выбранные границы являются достаточно удалёнными от отверстий в валу, что минимизирует любое воздействие на поведение потока в интересующей области.

Отметим, что четыре отверстия в уплотнении и четыре отверстия в валу ВД расположены друг над другом. Таким образом, был смоделирован сектор в 90 градусов с периодическими граничными условиями.

Параметры на входе («Вход 1», «Вход 2») были заданы в виде полной температуры и массового расхода, на выходе – в виде статического давления. К поверхностям, принадлежащим масляной полости, были приложены температура и коэффициент теплоотдачи. Данные гидравлики были получены в программе расчёта систем охлаждения газовых турбин [1,2].

Задача решалась в программном комплексе Ansys Workbench путём связанного FSI расчёта. Поведение потока внутри исследуемой полости было смоделировано в проекте Fluid Flow CFX, затем давление и температуры тел импортировались в систему структурного анализа.

CFD - анализ

Конечно-элементная модель имеет 1940886 элементов (рис.2). В пристеночной области был смоделирован призматический слой.

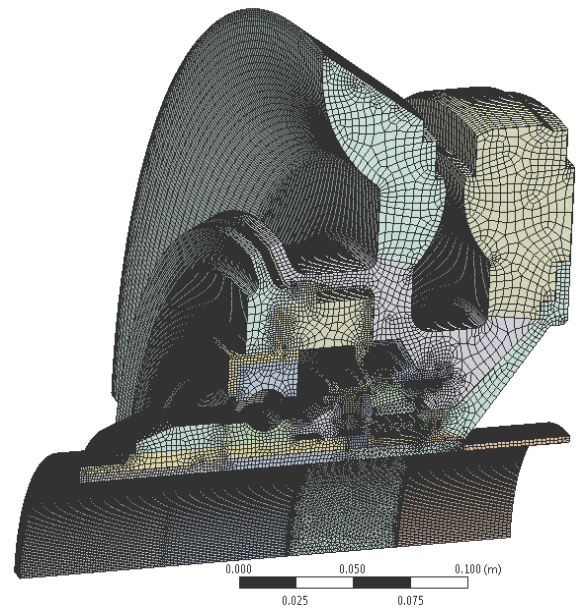


Рис.2. КЭ - модель

CFD - модель разбита на два домена: на стационарный и вращающийся с отверстиями (рис.3). Домены связаны друг с другом GGI - интерфейсом.

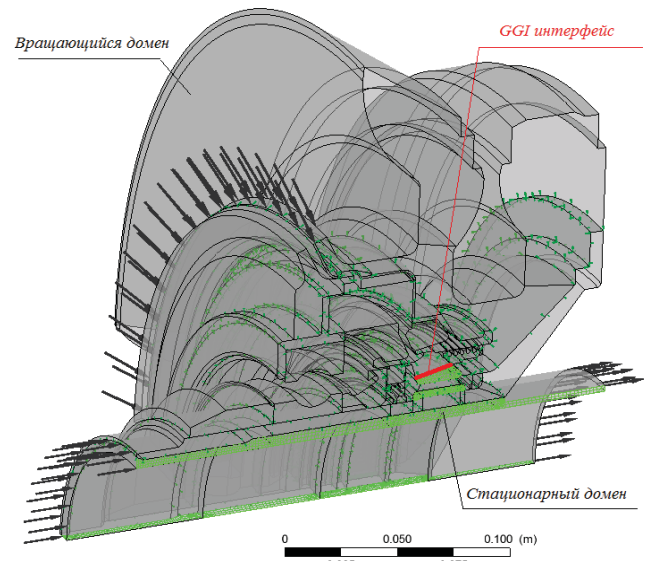


Рис.3. Модели доменов

Были рассчитаны и сравнены 2 варианта задания такого интерфейса: 1) Stage - в этом случае скорости и давления будут усредняться по окружности в радиальном направлении; 2) Frozen Rotor - ориентация компонентов при применении этого интерфейса будет зафиксирована.

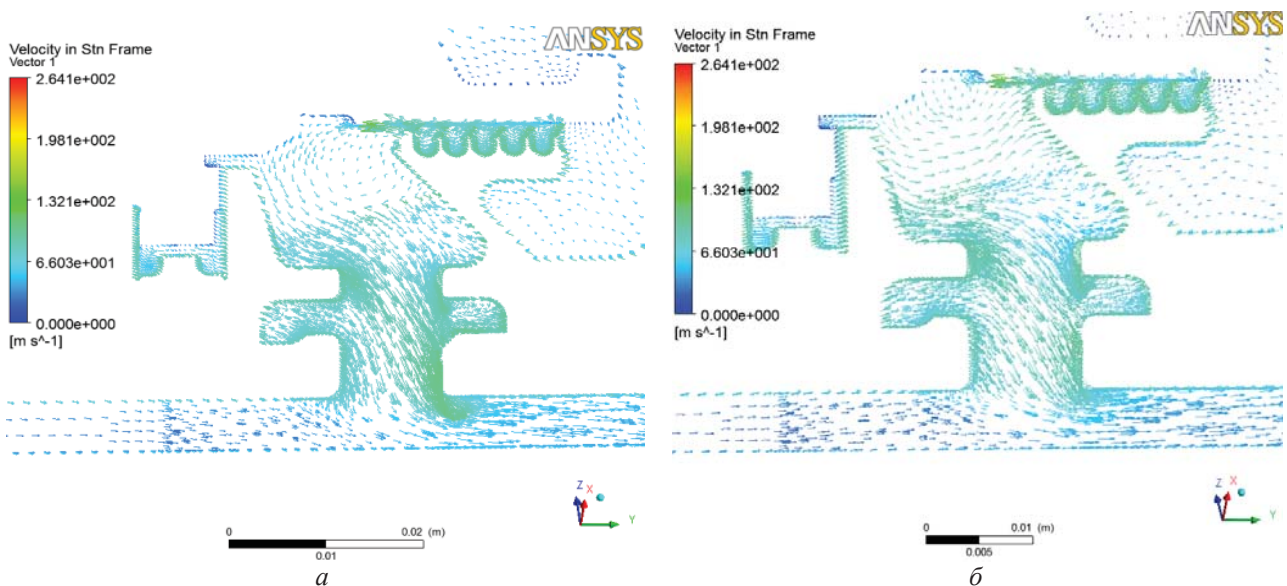


Рис.4. Поле скоростей: Stage (а), Frozen Rotor (б)

Для учёта эффектов сжимаемости fluid представлен как идеальный газ, вязкость от температуры изменяется по формуле Сазерленда.

Влияние турбулентности в потоке было учтено использованием SST - модели, которая даёт самые близкие к экспериментальным данным результаты [3, 4].

Модели твёрдых тел использовались для расчёта температурных полей, поэтому на контактные поверхности Solid и Fluid были наложены GGI - интерфейсы.

На рис. 4 представлены поля скоростей для интерфейсов Stage и Frozen Rotor. Расчёты проводились с использованием ресурсов суперкомпьютерного центра (СКЦ) СГАУ.

При использовании интерфейса Stage, происходит усреднение параметров, поэтому поток более плавно входит в отверстия.

На рис. 5 показано распределение температур только при использовании интерфейса Stage, так как картина для интерфейса Frozen Rotor практически идентична.

На рис. 6 показано распределение температур по корпусу РТКУ. Видно, что с интерфейсом Frozen Rotor корпус РТКУ прогревается более неравномерно: напротив отверстий температуры выше из-за увеличения скорости потока.

Опираясь на работу [5], в которой исследовалось предварительно закручивающая система отверстий, можно констатировать, что интерфейс Frozen Rotor при решении та-

кого рода задач даёт результаты, более близкие к экспериментальным данным.

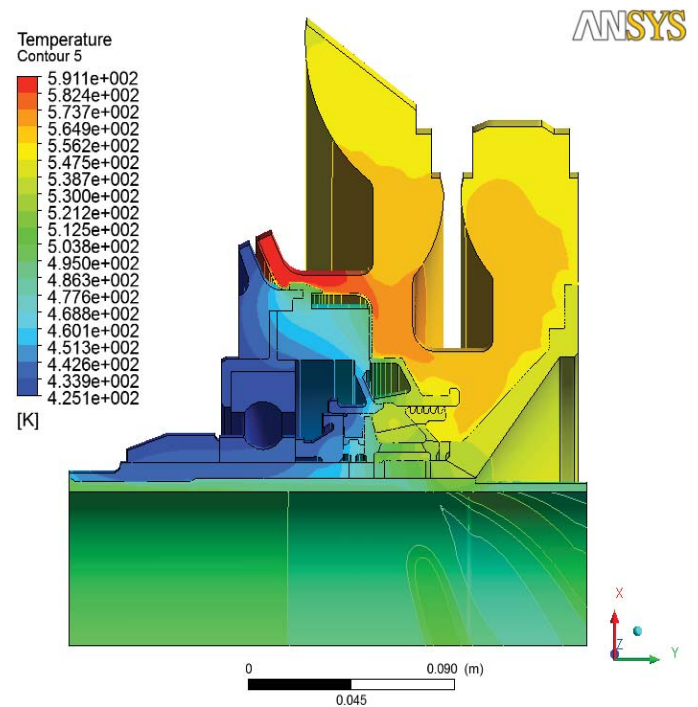


Рис.5. Распределение температур

Таким образом, при применении интерфейса Frozen Rotor наблюдается более достоверная картина течения, чем при применении интерфейса Stage. В рассматриваемом случае это особенно хорошо видно на картине векторов скорости. Поэтому для структурного расчёта используются в качестве исходных данных температура и давление, которые были получены при применении интерфейса Frozen Rotor.

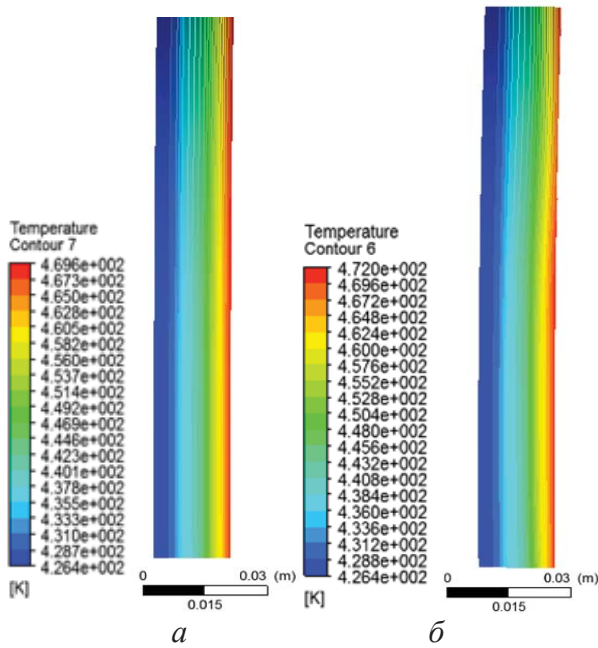


Рис.6. Распределение температур по корпусу РТКУ: Stage (а); Frozen Rotor (б)

Было проведено сравнение средних значений коэффициентов теплоотдачи на стенках каналов (рис.7), полученных в результате 1D и 3D расчётов (табл.1).

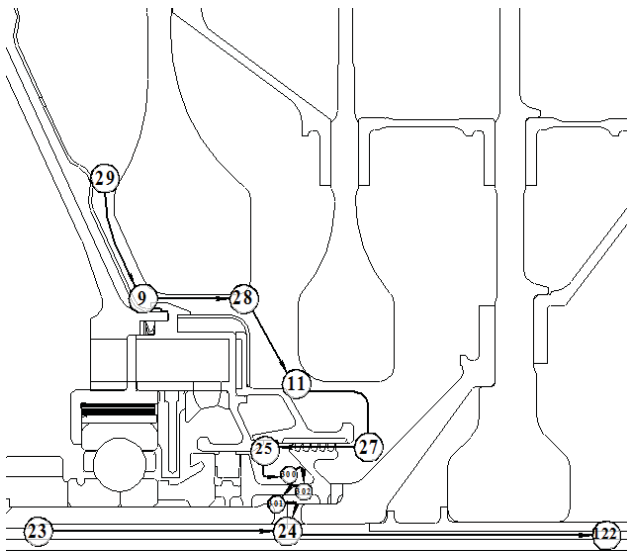


Рис.7. Каналы предмасляной полости

Коэффициенты теплоотдачи во всех каналах, кроме межвальных, демонстрируют хорошую сходимость 1D и 3D расчётов. Такое существенное расхождение объясняется тем, что в используемом программном комплексе расчёта параметров воздушных систем нет подобного типа каналов, и вместо него использовались кольцевые каналы, которые не позволяют корректно рассчитать

коэффициенты теплоотдачи при подобном их применении. В интерфейсах Stage и Frozen Rotor самое большое различие α – в отверстиях: 300-302, возникающее из-за разницы скоростей, которое составляет 3,84%.

Табл.1. Среднее значение α по каналам, Вт/м²К

1 D	3D Stage	3D Frozen Rotor
29 – 9 (течение вдоль полотна вращающегося диска)		
906	909	908
9 – 28 (межвальный канал)		
87	702	699
AAA17 (полость между двумя дисками)		
551	763	770
28 – 11 (течение вдоль полотна вращающегося диска)		
767	774	772
AAA18 (полость между двумя дисками)		
920	797	802
11 – 27 (межвальный канал)		
45	605	606
27 – 25 (лабиринтное уплотнение)		
4340	3102	3103
25 – 300 (течение между двумя вращающимися дисками)		
1014	1332	1324
300 – 302 (течение через отверстия)		
870	1396	1412
302 – 301 (течение между двумя вращающимися дисками)		
1085	1178	1225
301 – 24 (течение через отверстия)		
870	1325	1335
23 – 24 (межвальный канал)		
167	1128	1124
24 – 122 (межвальный канал)		
295	1164	1158

Структурный анализ

Из CFD- расчёта были импортированы температуры тел и давления, рассчитанные на границе Fluid/Solid, к элементам ротора была приложена центробежная сила. Радиально-упорный подшипник был смоделирован при помощи уравнений связи Constraint Equation. Модель может свободно расширяться в радиальном направлении. Фланцу диска и корпусу опоры были заданы перемещения, полученные из 2D расчета. К поверхностям масляной полости было приложено давление $p = 147115.5$ Па.

На рис. 8 показаны перемещения корпуса опоры в радиальном направлении. Окружная неравномерность деформаций корпуса в месте контакта РТКУ составляет 1.7 мкм. Радиальная неравномерность – 30мкм.

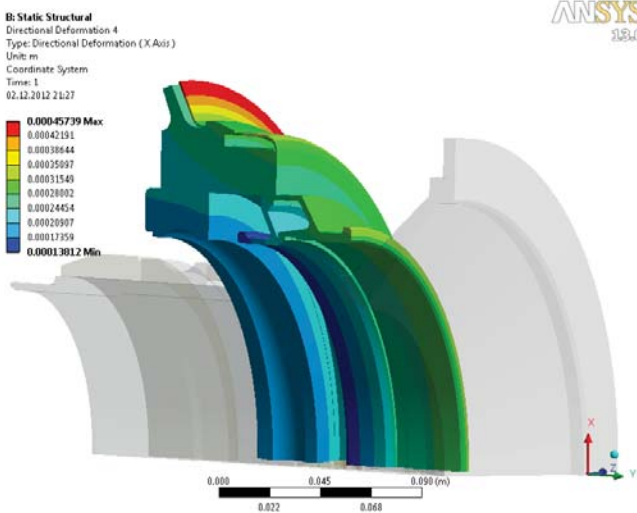


Рис.8. Перемещения корпуса опоры в радиальном направлении

При расчёте в 2D постановке радиальная неравномерность составляла 31мкм (рис.9).

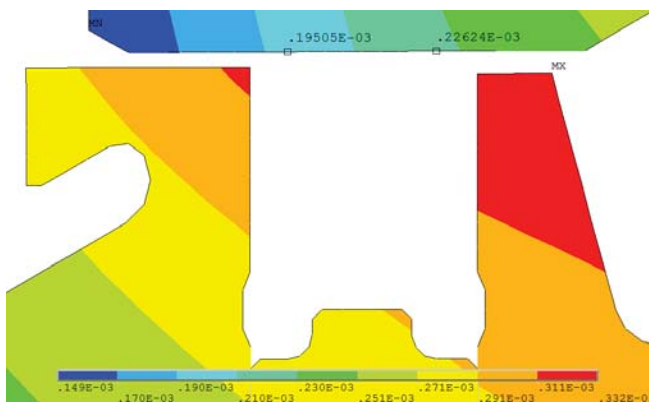


Рис.9. Перемещения корпуса в радиальном направлении

Выводы

1. В ходе исследования течения потока в предмасляной полости средней опоры компрессора была выявлена окружная неравномерность параметров из-за наличия отверстий в лабиринтном уплотнении и вала, что послужило причиной неравномерности деформаций корпуса РТКУ, которая составила 1.7мкм.

2. На основании картин распределения параметров потока были сравнены два типа

интерфейсов (Stage и Frozen Rotor) между вращающимся и неподвижным доменами. Был выбран интерфейс Frozen Rotor, при котором были получены наиболее приближенные к реальным условиям результаты.

3. В результате сравнения коэффициентов теплоотдачи, полученных в ходе 1D и 3D расчётов, была установлена удовлетворительная сходимость результатов для всех каналов, кроме межвальных, что говорит о некорректном применении кольцевого типа канала в качестве межвального.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

- 1 Копелев, С.З. Конструкция и расчёт систем охлаждения ГТД [Текст] / С.З. Копелев, А.Ф. Слитенко. - Харьков: Основа, 1994. – 240с.
- 2 Капинос, В.М. Тепловые процессы в высокотемпературных аппаратах и конструкциях. Метод и программа расчёта систем охлаждения газовых турбин [Текст]: отчёт о НИР: ХПИ им. В.И. Ленина / В.М. Капинос, А.Ф. Слитенко. - Харьков, 1983. - 71 с.
- 3 Umesh Javiya, CFD analysis of flow and heat transfer in a direct transfer pre-swirlsystem [Текст]/ Umesh Javiya, John Chew, Nick Hills/ Proceedings of ASME Turbo Expo 2010 / GT2010-22964.
4. Ахмедзянов, Д.А. Верификация расчёта процесса теплообмена в программном комплексе ANSYS CFX [Текст] / Д.А. Ахмедзянов, А.Е. Кишалов / Вестник УГАТУ. - Уфа: УГАТУ, 2009.
5. Joachim Karnahl, CFD simulations of flow and heat transfer in a pre-swirl system: influence of rotating-stationary domain interface [Текст] / Joachim Karnahl, Mike Wilson, Jens von Wolfersdorf / Proceedings of ASME Turbo Expo 2011 / GT2011-45085.

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF NON-AXISYMMETRIC ELEMENTS IN SECONDARY AIR SYSTEM ON GAS TURBINE ENGINE FLOW PARAMETERS, THE TEMPERATURE FIELD AND DEFORMATION OF COMPONENTS

© 2012 A. Y. Tisarev, N. M. Vasilevich

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

This article deals with the definition of the parameters of air flow in the pre-oil cavity in the compressor support. The two types of interfaces were compared in CFD analysis. Thermal fields of parts were obtained and strength analysis of support parts were calculated. During the work, the heat transfer coefficients obtained by CFD analysis and calculations using semi-empirical expressions were compared. The effect of the presence of holes in the pipe system to the circumferential displacement of rear radial-face contact seal stator were analyzed.

Secondary air system, hydraulic network, FSI calculation, pre-oil cavity, radial-face contact seal.

Информация об авторах

Тисарев Андрей Юрьевич, младший научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: aytisarev@gmail.com. Область научных интересов: сопряжённый расчёт системы внутренних воздушных потоков двигателя, расчёт радиальных зазоров в лопаточных венцах и лабиринтных уплотнениях.

Василевич Наталья Михайловна, магистр, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: VasilevichNatalja@gmail.com. Область научных интересов: сопряжённые виды анализа.

Tisarev Andrey Yurievich, Junior Researcher, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: aytisarev@gmail.com. Area of research: Coupled calculation of secondary air systems, calculation of radial clearance in blades and labyrinth seals.

Vasilevich Natalja Mikhaylovna, Master student, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: VasilevichNatalja@gmail.com. Area of research: Coupled analyzes.

ПОДХОДЫ К ФОРМИРОВАНИЮ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

© 2012 Л. С. Шаблей, Г. М. Попов, Д. А. Колмакова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Описаны три основных подхода к формированию параметрических моделей лопаточных машин. Особое внимание уделено созданию параметрических моделей при доводке и создании турбомашин.

Оптимизация, параметризация, профиль, средняя линия, компрессор, ГТД, сплайн, лопатка.

В настоящее время при проектировании и расчётной доводке компрессоров и турбин широко используется вариантное проектирование - многократная оценка расчётных характеристик устройства с различными параметрами с целью отыскания такого сочетания варьируемых параметров, которое обеспечивает наилучшие рабочие характеристики: мощность, КПД, устойчивость и т.д. При этом расчётная оценка влияния геометрических параметров лопаточных машин на эффективность оценивается по различным моделям. Это могут быть модели разной степени точности: от полуэмпирических моделей одномерного течения рабочего тела до моделей нестационарного трёхмерного потока.

Тот факт, что при моделировании рабочего процесса многоступенчатых лопаточных машин необходимо учитывать большое количество факторов, влияющих одновременно и зачастую противоположно, делает необходимым использование трёхмерных моделей потока (CFD-моделей), в том числе нестационарных. Модели же меньших порядков не дают полного представления о процессах, происходящих в компрессоре, основаны на ряде допущений и содержат соответствующие методические погрешности и ограничения. Например, одномерная модель течения в осевом лопаточном венце не учитывает распределение параметров по высоте лопатки, двумерная модель (модель треугольников скоростей) - радиальное перетекание газа в межлопаточном канале (парный вихрь). Данные погрешности могут быть признаны незначительными на начальном

этапе проектирования, когда определяется основной облик компрессора, поскольку большие изменения параметров ступеней вызывают изменение энергоэффективности, сильно перекрывающее имеющуюся в модели погрешность. На дальнейших этапах, в частности при доводке или перепроектировании существующего компрессора, изменение его КПД при варьировании параметров ступеней оказывается меньшим. Это требует использования моделей более высокого порядка с погрешностями тем меньшими, чем меньше изменение уровня КПД, которое происходит в процессе доводки.

При доводке компрессоров, как правило, ставятся задачи увеличения КПД, повышения выходного давления, расширения диапазона устойчивой работы. Поскольку рабочий процесс компрессора нужно рассматривать во взаимосвязи работы всех ступеней, расчётная доводка производится путём оптимизации требуемых критериев на основе расчёта полной трёхмерной CFD-модели компрессора. При этом оптимизируемыми параметрами могут являться несколько параметров для каждой ступени, что устанавливает количество оптимизируемых параметров порядка нескольких десятков. Решение данных задач выполняется с использованием специальных оптимизационных программ, например IOSO [1]. Процесс оптимизации (рис. 1) выполняется в автоматическом режиме на основе многократного решения прямой задачи - определения значения КПД, соответствующего конкретному набору оптимизируемых параметров, с ис-

пользованием принятой модели рабочего процесса.

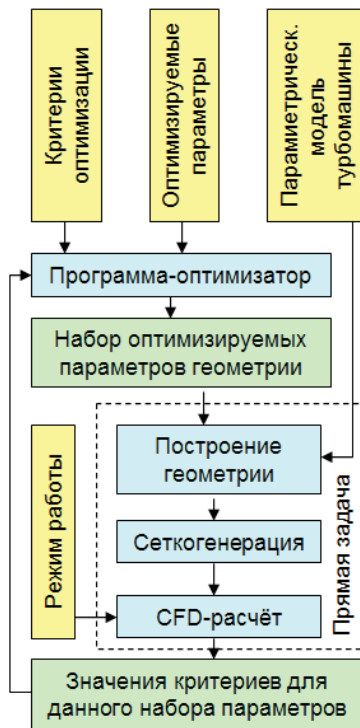


Рис. 1. Блок-схема алгоритма оптимизации решением прямых задач

При доводке в качестве модели используются CFD-модели как наиболее точные модели течения газа в компрессоре. Среди CFD-моделей наиболее применимыми являются трёхмерные модели. Эти модели однозначно определяют физическую форму проточной части, в отличие, например, от 2D-моделей, которые описывают перо лопатки плоскими сечениями. При формировании 3D-модели по таким сечениям появляется вариативность формы, связанная с заданием законов аппроксимации между 2D-сечениями и экстраполяции за втулочное сечение (рис. 2). При увеличении количества 2D-сечений и применении цилиндрических или конических сечений взамен плоских проблема дискретного описания формы лопатки частично решается, но полностью не исчезает. Кроме того, 3D-модель способна описать все элементы формы, расположенные вне плоскости 2D-модели: галтели, бандажные полки, отверстия в лопатке, для определения влияния этих элементов на КПД.

Цикл решения прямой CFD-задачи состоит из трёх этапов: создания геометрии

проточной части по текущему набору параметров, создания по данной геометрии расчётной сетки и решения задачи на данной сетке с получением нового значения критерия (КПД). В статье особое внимание уделено первому этапу формирования трёхмерных геометрических моделей компрессоров, поскольку сеткогенерация и CFD-расчёт являются на сегодняшний день хорошо отлаженными, часто автоматическими операциями, выполняемыми с помощью специального программного обеспечения.

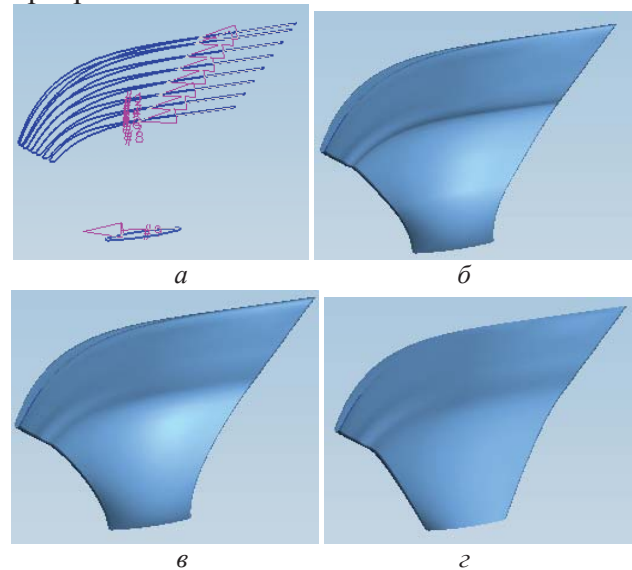


Рис. 2. Вариативность описания формы лопатки 2D-сечениями: а - 2D-сечения, аппроксимация поверхностью; б - второго порядка, в - нормальной третьей порядка, г - общей третьей порядка

К формированию трёхмерных моделей компрессоров существует несколько подходов. Первый (традиционный) подход основан на использовании симметричных профилей, заданных в безразмерном виде (рис. 3). Эти профили «натягиваются» на среднюю линию – кривую.

Изменение профиля осуществляется изменением параметров кривой. При этом одновременно или по отдельности могут изменяться лопаточные углы на входе/выходе, угол изгиба средней линии, длина кривой (хорда). В соответствии с новыми параметрами средней линии масштабируется симметричный профиль и формируется новый профиль лопатки, заданный точками. Далее, соединяя точки сплайнами, получают сечение профиля лопатки на заданной высоте. Формируя набор сечений на разных высотах, описывают форму лопатки с необходимой

точностью. Как правило, используется 10-15 сечений. Для формирования геометрии пера лопатки эти сечения соединяют сплайнами в радиальном направлении. Вычитанием пера лопатки из геометрии сектора тракта компрессора формируется геометрическая модель проточной части.

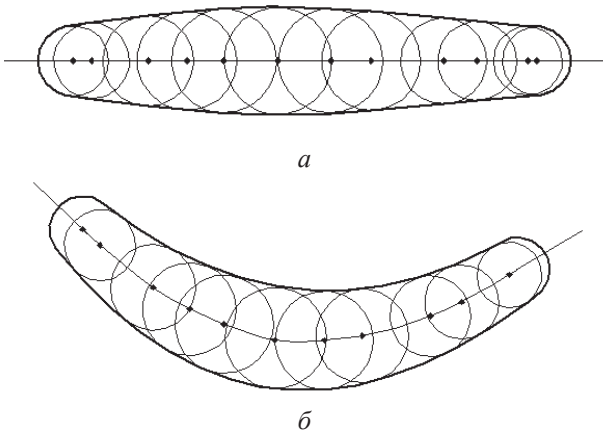


Рис. 3. Традиционный подход к формированию пера лопатки: а - симметричный профиль, б - профиль, изогнутый по заданной средней линии

Несомненным плюсом традиционного подхода является его последовательность, определяющая простоту алгоритмизации. Недостатком является дискретность описания профиля, вызывающая вариативность формы (параметры аппроксимирующих сплайнов, как правило, не указываются на чертежах), а также отсутствие гибкости: форма лопатки определяется конечным набором симметричных профилей, при этом возможно плавное изменение только изгиба профиля, в то время как изменение отдельно формы спинки или корытца невозможно. Традиционный подход автоматизируется двумя путями. Первый - это использование программ-профилировщиков, которые по заранее заложенным симметричным профилям формируют изогнутые профили с заданными параметрами средней линии. Полученные результаты в виде упорядоченного массива точек записываются в традиционном виде (точка - её координаты). Затем происходит загрузка точек в систему трёхмерного моделирования, соединение их сплайном: сначала в сечения, а затем линии сечений в поверхность пера, а затем формирование модели потока вокруг лопатки вычитанием геометрии пера из сектора проточной части компрессора. Автоматизация работы во многих

системах трёхмерного моделирования в принципе возможна, но её возможности зачастую сильно ограничены. Кроме того, существуют специализированные системы генерации сеток для турбомашин, которые позволяют формировать сетку непосредственно по точкам сечений. Это позволяет избежать промежуточных этапов построения геометрической модели и упростить автоматизацию создания моделей [2] за счёт сокращения числа используемых программных продуктов.

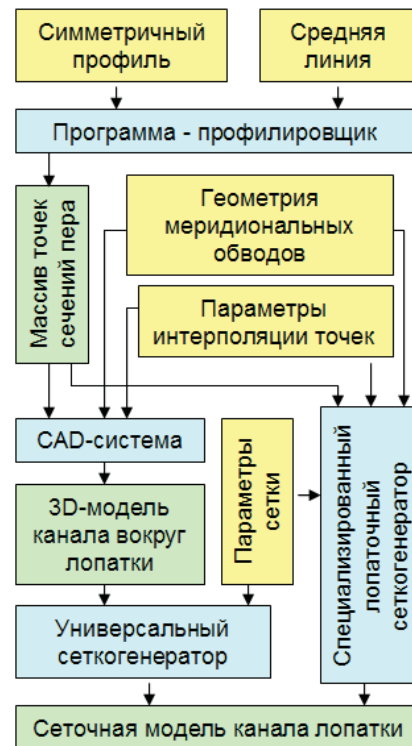


Рис. 4. Схема традиционного подхода к формированию модели проточной части путём параметризации через программу-профилировщик

Таким образом, в случае изменения входных параметров после автоматического прохода по изложенному алгоритму будет сформирована модель лопаточного венца с заданными параметрами. Второй путь построения моделей с использованием традиционного подхода - это непосредственное использование параметрических моделей в системе трёхмерного моделирования. При этом в CAD-системе формируется геометрическая модель пера, состоящего из сечений, каждое из которых формируется сплайном, натянутым на вершины перпендикуляров, опущенных к средней линии (рис. 5). Средняя линия выполняется в виде сплайна, за-

данного по точкам (три точки для квадратичного и четыре для кубического) или геометрическими параметрами. Например, квадратичный сплайн задаётся двумя точками (центры входной и выходной кромок) и двумя лопаточными углами (входным и выходным), определяющими касательную к сплайну в каждой точке. Высота перпендикуляров, определяющих удалённость от средней линии той или иной точки спинки или корытца, задаётся на основании выбранного симметричного профиля в параметрической зависимости от хорды. Таким образом, при изменении параметров, задающих положение средней линии (координаты точек, углы входа/выхода), происходит автоматическое перестроение параметрической модели в соответствии с деревом её построения. Сначала изменяется форма средней линии, затем новое положение принимают перпендикуляры и в соответствии с новым значением хорды изменяется их длина. Связанные с вершинами перпендикуляров сплайны принимают новое положение и формируют поверхность пера лопатки с новыми параметрами. При этом в законченной параметрической 3D-модели отсутствует вариативность формы пера, присущая предыдущему способу, поскольку параметры интерполирующих сплайнов зафиксированы в дереве построения модели и не меняются при перестроении. Ещё одним достоинством такого подхода является отсутствие необходимости импорта точек извне, поскольку всё построение происходит внутри одного программного продукта, что упрощает задачу автоматизации. Между тем, при дальнейшем применении сеткогенераторов, использующих в качестве входных данных точечный формат задания сечений лопаточного венца (рис. 6), может потребоваться дополнительный этап экспорта 3D-модели в облако точек, представляющее набор сечений пера. Он выполняется либо непосредственно в системе 3D-моделирования (в модуле импорта сеткогенератора) или же в стороннем модуле экспорт-импорта. Следует помнить, что при импорте геометрии из точечного формата вновь возникает проблема вариативности формы пера из-за возможного несоответствия параметров сплайнов сеткогенератора параметрам сплайнов, по которым была вы-

полнена 3D-модель. Ошибку различия сплайнов можно снизить, применяя большее количество сечений.

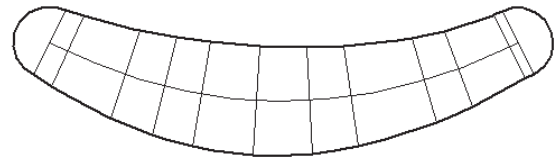


Рис. 5. «Рыбий скелет»

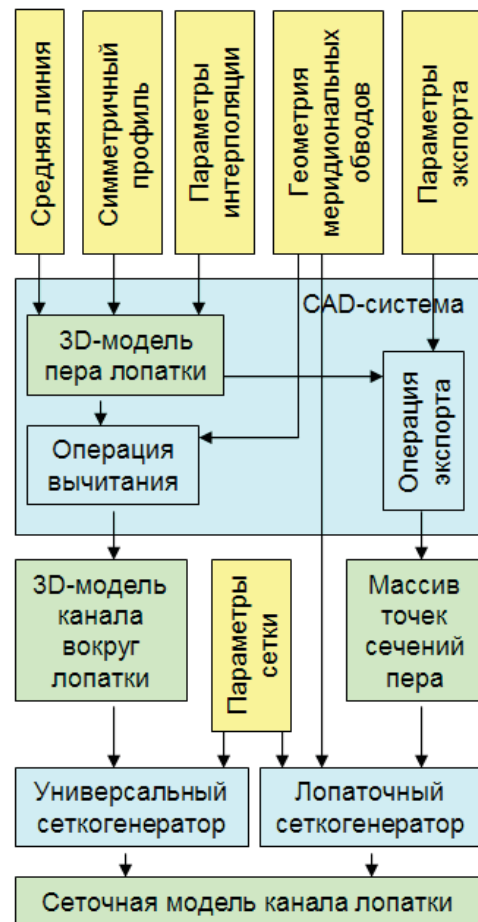
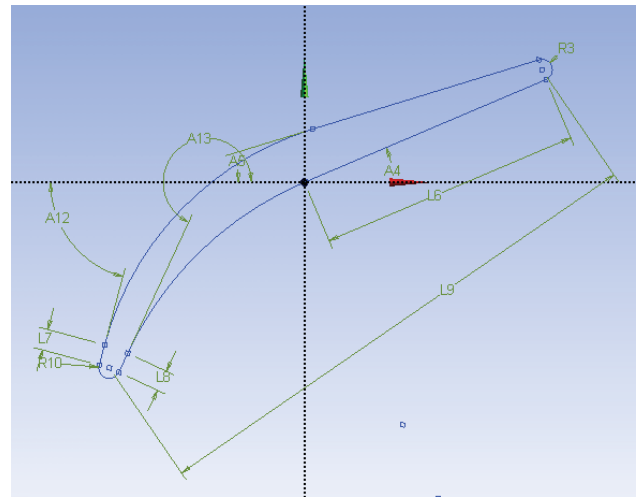


Рис. 6. Схема традиционного подхода к формированию модели проточной части путём параметризации модели внутри единой CAD-системы

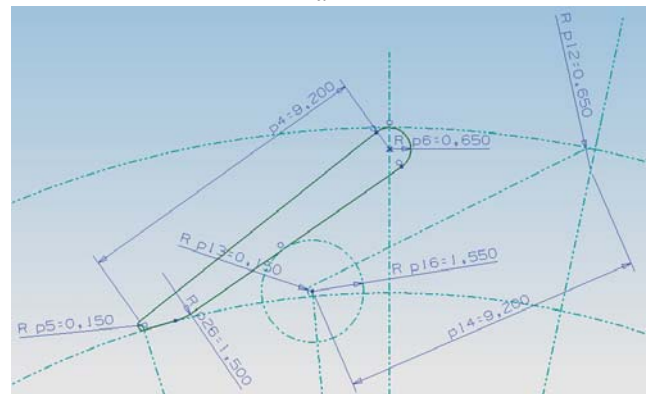
Второй подход к формированию лопаточных венцов основан на представлении сечений пера в виде наборов геометрических примитивов (отрезки прямых, дуги) с наложенными ограничениями. Ограничения бывают геометрические (совпадение концов отрезков или дуг, их касательность, параллельность прямых, концентричность дуг, эквидистантность линий) и размерные (углы между прямыми, расстояние между центрами дуг). Такие сечения соединяются сплайнами, формируя поверхность пера. В отли-

чие от традиционного подхода, в котором количество точек на разных сечениях может отличаться, в данном подходе при единстве топологии всех сечений число элементов сечений одинаково для всего пера, это исключает «перекручивание» пера. Одним из примеров применения эскизного подхода является построение профилей лопаток по методу дуг окружностей и отрезков прямых (рис. 7, а). Как видно, данный подход не использует явно понятие средней линии. При этом лопаточные углы задаются углами между фронтом решётки и непосредственно линиями корытца или спинки с учётом заострения профиля ω . При необходимости могут быть использованы вспомогательные линии, которые не используются при построении эскиза, но накладывают на основные линии дополнительные геометрические ограничения. Также встречаются модели, описывающие геометрическую форму не материала лопатки, а межлопаточного канала. Чаще такой подход применяется при описании турбинных лопаток, но он применим и для компрессорных венцов. Подход позволяет, во-первых, избежать дополнительного этапа формирования окружающего лопатку пространства и, во-вторых, описывать непосредственно межлопаточный канал, задавая вспомогательными линиями такие его параметры как горло, степень диффузорности (рис. 7, б).

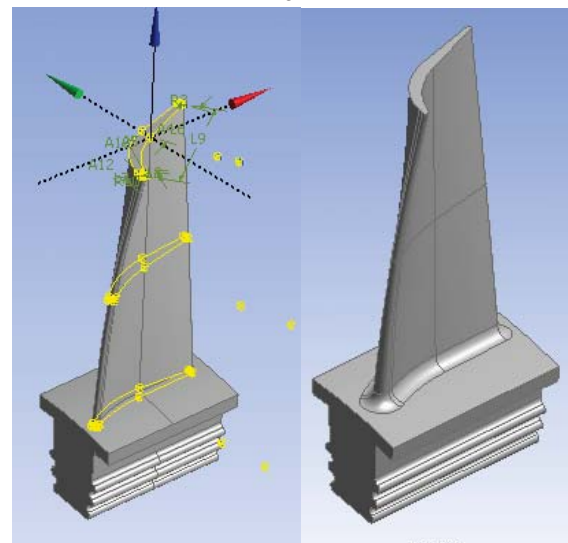
Поскольку все размерные ограничения в CAD-системах имеют возможность параметрически изменяться, то перестроение модели при изменении любых размерных ограничений происходит автоматически. Поэтому реализация (рис. 6) такого подхода может быть произведена стандартными средствами любой CAD-системы, поддерживающей построение моделей с использованием геометрических и размерных параметрических ограничений. Другим преимуществом данного подхода является методическая простота создания модели: в моделях в принципе отсутствуют скрытые массивы данных (например, таблицы координат симметричного профиля в традиционном подходе) и все ограничения всегда представлены непосредственно на эскизе, что упрощает создание новых моделей и топологическую модификацию имеющихся.



а



б



в

Рис. 7. Эскизный подход к формированию параметрических лопаточных венцов: а - эскиз профиля лопатки, выполненный методом дуг окружностей и отрезков прямых, б - эскиз турбинного профиля с использованием вспомогательных элементов, в - результирующая CAD-модель

Представление размерных параметров в явном виде (углы, хорда, диаметр горла) позволяет сделать более наглядным процесс параметрической модификации моделей:

«подгибка» кромок, расширение горла или изменение ширины венца - все операции выполняются путём изменения конкретных значений размеров непосредственно на 3D-модели, что важно, например, в процессе обучения. Недостатком такого подхода является слабая «надёжность» моделей, уменьшающаяся с увеличением их сложности. Каждая модель способна параметрически изменять геометрию с сохранением топологии только в определённом диапазоне параметров. При выходе параметров из этого диапазона топология модели может нарушаться. В качестве примера можно привести разрушение топологии модели, например, при попытке её перестроения с лопаточными углами, близкими к 90 градусам (рис. 8). После разрушения топологии её восстановление в первоначальном виде не всегда возможно обратным изменением параметров. Кроме того, иногда изменённая топология вырождает некоторые элементы эскиза (дуги - в прямые, прямые - в точки), что приводит к уменьшению в степеней свободы эскиза. При сохранении общего количества наложенных ограничений это вызывает ошибку избыточных или конфликтующих ограничений. В этом случае параметрическое изменение модели становится невозможным. Решение данной проблемы возможно введением входного контроля задаваемых параметров, но многие ограничения алгебраически формулируются в достаточно сложном виде [3]. Причём с увеличением сложности топологии моделей надёжность моделей уменьшается, и проблема усугубляется, а формулировки ограничений становятся всё более сложными. Другой путь решения данной проблемы - применение «пробных» моделей для изменения топологии. Базовая модель с правильной топологией не изменяется, а создаётся её копия, на которой задаются новые параметры. Если модель выдерживает изменение параметров с сохранением топологии, она используется в дальнейших расчётах, а если разрушается, то набор параметров признаётся негодным и модель уничтожается и для следующих действий используется сохранённая базовая модель. Такой подход реализуется, например, при многовариантных и оптимизационных исследованиях в ANSYS Workbench. При увеличении сложности мо-

делей (количества элементов эскиза), надёжность её уменьшается. Поэтому ещё одним недостатком данного подхода является ограниченная сложность параметрических эскизов.

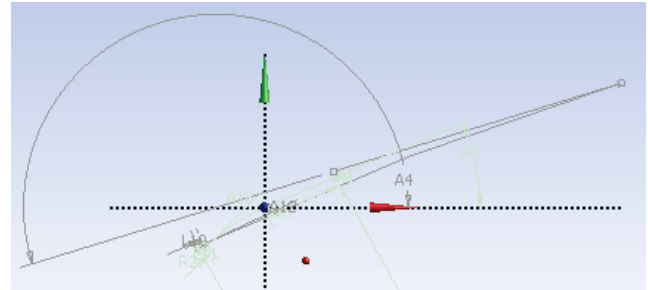


Рис. 8. Разрушение эскиза при выходе параметров за допустимые диапазоны изменения

Третий подход заключается в построении лопаток на основе заданных параметров лопатки и межлопаточного канала. Распределение параметров (лопаточных углов, площади поперечного сечения канала, толщины лопатки) по ходу проточной части обычно принимается, исходя из одномерного расчёта газовой динамики потока, а также эмпирических данных прототипов. Путём расчётов и геометрических построений, выполняемых специализированными программами, формируется CAD-модель лопаточной машины, отвечающая заданным геометрическим параметрам канала. При этом полученная CAD-модель не является параметрической. Параметризация достигается повторным созданием CAD-модели с изменёнными параметрами. Поскольку такое перепостроение производится достаточно быстро, то формируется однозначная цепочка «входные параметры → CAD-модель», несмотря на то, что сам алгоритм создания CAD-модели, остаётся «чёрным ящиком». Примером реализации такого подхода являются инструменты Blade Gen и Blade Editor продукта ANSYS Blade Modeler.

Следует отметить, что при использовании данного подхода для задания распределения параметров по высоте лопатки используются линии меридионального сечения, соединяющие точки лопатки с одинаковой относительной высотой по всей длине проточной части. В отличие от цилиндрических, конических и тем более плоских сечений такой подход позволяет описывать лопаточные

машины с любым направлением течения: радиальные, осевые и диагональные.

Исследование выполнено при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации.

Библиографический список

1. Egorov, I.N. Optimization of the gas turbine engine parts using methods of numerical simulation [Text] / I.N. Egorov, M.L. Kuzmenko, Yu.N. Shmotin [et al.] // ASME paper GT2007-28205.

2. Шаблий, Л.С. Автоматизация построения моделей лопаточных венцов для САЕ-расчётов в программе Profiler [Текст] / Л.С. Шаблий, И.Б. Дмитриева, Г.М. Попов // Вестник СГАУ. – Самара, 2012. – №1 (28). Ч. 1. – С. 82-90.

3. Шаблий Л.С. Аналитическая оценка возможности построения контура корытца лопатки входного направляющего аппарата дугами окружностей и отрезками прямых (тезисы доклада) // IX Королёвские чтения: материалы Всерос. молодёжной науч. конф. с международным участием, Самара, 1-3 октября 2007 г.: тезисы докладов. – Самара, Изд-во СГАУ. – 2007. - С.74.

APPROACHES TO PARAMETRIC MODELS OF BLADE MACHINES FORMATION

© 2012 L. S. Shabliy, G. M. Popov, D. A. Kolmakova

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

Three main approaches to parametric models of blade machines formation are described. In fractional outlines the advantages and disadvantages of each approach. Particular attention is given to the importance of parametric models creating when turbomachines are being designed and refined.

Optimization, parameterization, the profile, the middle line, compressor, gas turbine engine, spline, blade.

Информация об авторах

Шаблий Леонид Сергеевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Область научных интересов: лопаточные машины, численные методы расчёта, программирование.

Попов Григорий Михайлович, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: grishatty@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, рабочие процессы ВРД.

Колмакова Дарья Алексеевна, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kolmakova.daria@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, рабочие процессы ВРД.

Shabliy Leonid Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, assistant of the Theory of Engine for Flying Vehicle Department, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Area of Research: blade machines, numerical calculations, programming.

Popov Grigory Mikhailovich, engineer, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: grishatty@gmail.com. Area of Research: workflows in turbomachines, computational fluid dynamics, work processes of the jet engines.

Kolmakova Daria Alekseevna, magistrand, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: kolmakova.daria@gmail.com. Area of Research: workflows in turbomachines, computational fluid dynamics, work processes of the jet engines.

СОВМЕСТНЫЙ РАСЧЁТ ГАЗОГЕНЕРАТОРА МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД В ПАКЕТЕ ANSYS CFX

© 2012 С. Г. Матвеев, М. Ю. Орлов, С. С. Матвеев, В. С. Зинковский, А. В. Кривцов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Изложены основные подходы к реализации совместного расчёта газогенератора в пакете Ansys CFX, созданная на их базе технология и её апробация на примере малоразмерного ГТД.

ГТД, компрессор, камера сгорания, турбина, совместный расчёт, численное моделирование.

В традиционно принятой практике проектирования ГТД после термогазодинамического расчёта двигателя в целом, в дальнейшем вся детальная проработка, проектирование и доводка выполнялись отдельно для каждого узла. Это упрощало проведение стендовых испытаний. Разработкой каждого основного элемента занималось отдельное подразделение двигателестроительного предприятия и для всех элементов существовали индивидуальные расчётные методики. Такой подход имеет и отрицательные стороны. Согласование расчётов и их результатов для отдельных узлов затруднены и, по сути, происходят уже на этапе создания и опробования предсерийных образцов. В результате не всегда удавалось обеспечить согласованную совместную работу даже в основной части ГТД – газогенераторе.

Развитие *CFD* технологий позволило выполнять при проектировании значительно больший объём расчётов, уменьшить затрачиваемое на них время и моделировать рабочие процессы с большей точностью, чем при использовании традиционных расчётных методик, получая не только интегральные, но и локальные значения параметров. Использование данного инструмента позволило значительно улучшить характеристики турбомашин ГТД. В расчётах камер сгорания также удалось достичь значительных успехов, однако точность их моделирования ещё недостаточна из-за большого количества различных факторов, определяющих протекание рабочего процесса, их взаимного влияния и отсутствия теорий для их описания.

Для решения проблемы совместного расчёта газогенератора в *CFD* - программах

была выполнена работа, завершившаяся созданием технологии, основные моменты которой рассмотрены в статье.

Анализ проблемы и проработка путей её решения показал, что задача сквозного исследования рабочих процессов в газогенераторе может быть решена двумя путями:

– выполнением расчёта для элементов газогенератора по отдельности с использованием программ, наиболее подходящих для моделирования конкретного элемента. При этом согласование работы газогенератора обеспечивается использованием результатов расчёта одних элементов в качестве входных условий при моделировании других;

– расчётом газогенератора целиком в одном универсальном *CFD*-пакете, обеспечивающем моделирование всех рабочих процессов с учётом упрощений.

Преимуществами первого подхода является возможность выбора наиболее эффективной *CFD*- программы и оптимальных настроек модели и решателя для каждого элемента газогенератора. В результате обеспечивается более качественное моделирование рабочих процессов, требующее меньших вычислительных мощностей. Определённым недостатком данной схемы является необходимость организации обмена данными между программами и моделями и управление этими процессами. Основным же недостатком данного подхода является одностороннее влияние расчёта предыдущего элемента на последующий и, как следствие, получение расхождения по значениям основных интегральных параметров потока (массовый расход, полная температура и давление) на границах расчётных зон. Его можно частично устранить проведением серии итерационных

расчётов для уточнения граничных условий, корректирующихся вследствие поэтапного учёта взаимного влияния узлов газогенератора. Организация итерационных расчётов требует многократной передачи граничных условий либо в «ручном» режиме, либо с использованием специальных программ-утилит.

Алгоритм расчёта единого рабочего процесса газогенератора с применением специализированных программ показан на рис. 1. Принципиально для ГТД этот алгоритм может быть реализован, например, на базе следующей связки программ: для лопаточной части – *Numeca FINE/Turbo*, а для процессов горения – *Ansys Fluent* [1,2].

Второй подход легче осуществим технически. Он позволяет значительно упростить создание расчётных моделей элементов и обмен данными между ними. Кроме того, появляется возможность учёта различных процессов в следующих за расчётным элементах. Например, продолжающихся реакций в турбине и соответствующего изменения свойств рабочего тела. Однако настройки модели и решателя могут быть «универсальными» и заведомо неоптимальными для конкретного элемента.

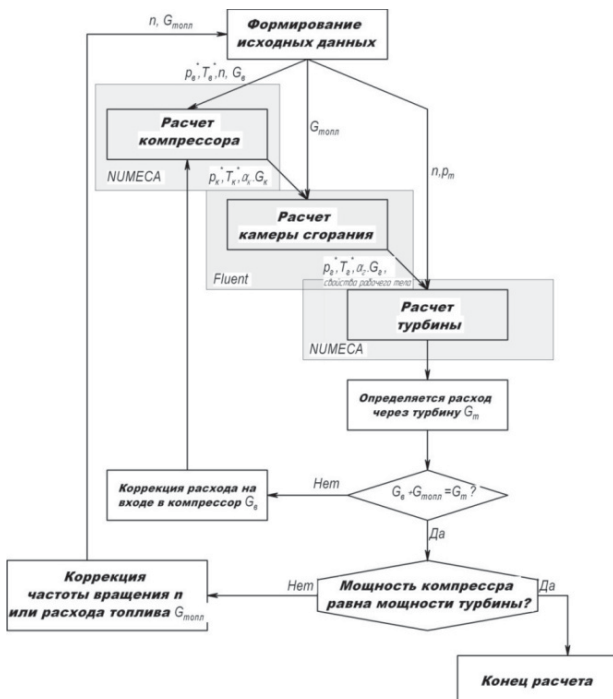


Рис.1. Алгоритм расчёта единого рабочего процесса газогенератора с применением специализированных программ

Алгоритм расчёта единого рабочего процесса газогенератора в одной универсальной программе показан на рис. 2.

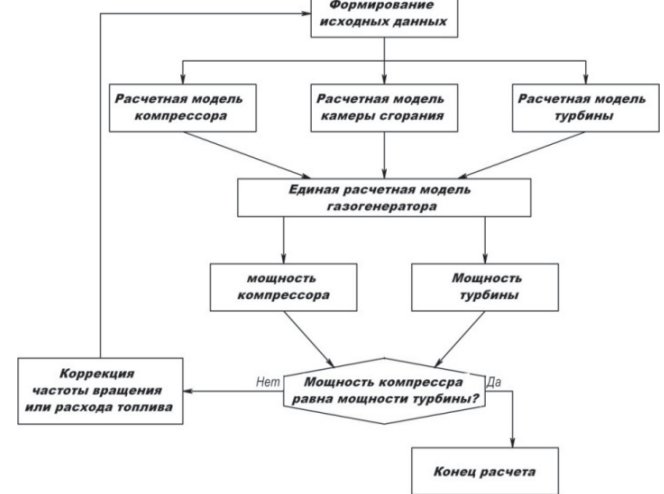


Рис. 2. Алгоритм расчёта единого рабочего процесса газогенератора в одной универсальной программе

Данный алгоритм может быть реализован в программе *Ansys CFX*, так как этот программный продукт позволяет достаточно хорошо рассчитывать как турбомашину, так и камеры сгорания.

Независимо от выбранного варианта моделирования при расчёте термогазодинамических процессов газогенератора необходимыми критериями согласованности работы узлов служат [3]:

- постоянство массового расхода рабочего тела на границах расчётных зон;
- сохранение постоянства величины среднemasсовой полной энтальпии потока на границах расчётных зон;
- сохранение величин полного давления и температуры, а также профиля их распределения по высоте проточной части на границах расчётных зон;
- сохранение равенства частот вращения компрессора и турбины;
- сохранение равенства мощностей (крутящих моментов) компрессора и турбины на всех режимах кроме запуска.

При моделировании рабочего процесса в единой универсальной программе все условия (кроме последнего) выполняются автоматически внутренними средствами программы. Однако сохранение баланса мощности не может быть реализовано этими средствами. В процессе расчёта возможны слу-

чаи неравенства работы компрессора и турбины, например в силу повышенного тепловыделения в КС. В этом случае турбина вырабатывает больше работы, чем потребляет компрессор на моделируемой частоте вращения. Данная ситуация может возникнуть как вследствие расчётной ошибки (повышенное тепловыделение вследствие неточности расчёта процессов горения), так и вследствие неточности описания эксплуатационного режима. В реальном процессе этот дисбаланс приведёт к увеличению частоты вращения ротора и повышению энергии, потребляемой компрессором, снижению работы турбины и самоустановлению частоты вращения ротора на уровне, обеспечивающем согласованность работ узлов. Однако в программе не предусмотрено автоматическое изменение частоты вращения ротора. Поэтому подобный процесс может быть смоделирован пользователем только вручную или с применением управляющих программ, которые необходимо создать. Алгоритм таких действий приведён на рис. 3. Если частота вращения ротора задана, то равенство мощностей может быть достигнуто за счёт коррекции расхода топлива в камере сгорания по аналогичному алгоритму.



Рис. 3. Алгоритм согласования мощностей компрессора и турбины

Таким образом могут быть использованы два варианта *CFD*-моделирования газогенератора. Каждый вариант имеет определённые преимущества и недостатки. Выбор того или иного варианта зависит от требуемой

точности расчёта и имеющихся в распоряжении пользователя вычислительных мощностей. При любом варианте моделирования рабочего процесса газогенератора необходимо учитывать критерии согласованности отдельных узлов газогенератора.

Апробация разработанной технологии моделирования рабочего процесса в газогенераторе в едином универсальном программном комплексе была выполнена на примере рабочего процесса малоразмерного одновального ГТД, состоящего из одноступенчатого центробежного компрессора, противоточной кольцевой камеры сгорания и одноступенчатой осевой турбины. Схема меридионального сечения проточной части приведена на рис. 4. Проточная часть была спроектирована сотрудниками кафедр теплотехники и тепловых двигателей и теории двигателей летательных аппаратов СГАУ.

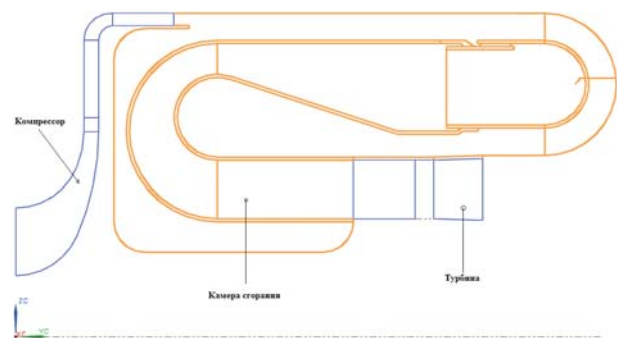


Рис. 4. Схема меридионального сечения проточной части газогенератора

Общий вид разработанной трёхмерной модели показан на рис.5.

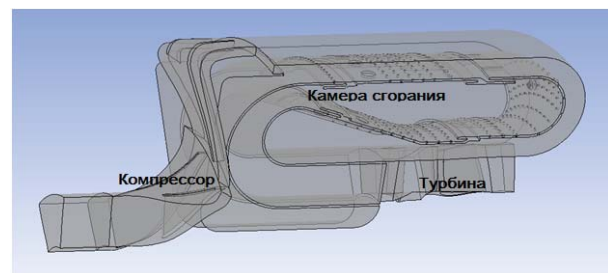


Рис. 5. Общий вид 3D-модели газогенератора ГТД

Исходными данными для сквозного моделирования рабочего процесса в газогенераторе являются результаты термодинамического расчёта. Единая расчётная модель газогенератора разрабатывалась совместными усилиями названных выше кафедр, а технология её создания была реализована в программе *CFX-PRE* [1,2,4,5]. Процесс ре-

шения задачи выполнялся в программе *CFX-Solver* на двух режимах работы газогенератора: запуска и крейсерском. Выбор режима объяснялся тем, что условия работы двигателя на основных режимах работы (крейсерском, взлётном), где компрессор вращается турбиной, существенно отличаются от режима запуска, где мощность на вращения компрессора берётся от стороннего источника. Поэтому при разработке технологии численного моделирования рабочего процесса в газогенераторе было решено рассматривать два упомянутых случая отдельно.

Для каждого основного элемента газогенератора были созданы домены (расчётные зоны) – для входной области, рабочего колеса компрессора, диффузора компрессора, камеры сгорания, соплового аппарата и рабочего колеса турбины [1,2,4,5]. Создание большего количества расчётных зон, чем количество основных элементов, было вызвано потребностью выполнять расчёты в подвижной системе координат, необходимыми для этого настройками частоты вращения, а также применением интерфейсов, позволяющих передавать параметры потока от неподвижных доменов к подвижным и наоборот.

После создания доменов было выполнено наложение граничных условий, а затем - настройка решающего модуля. Для сложных расчётных моделей, состоящих из множества доменов, стандартный критерий сходимости процесса решения является недостаточным. Поэтому оценка схождения решения проводилась по графику изменения интегральных параметров потока во время расчёта. Для модели газогенератора в качестве таких интегральных параметров можно принять значения массового расхода на входе и выходе модели, степень сжатия в рабочем колесе компрессоре (π_k), коэффициент восстановления давления в диффузоре компрессора σ_d и степень расширения в турбине (π_t).

Расчётную модель единого процесса в газогенераторе ГТД на основных эксплуатационных режимах удобно создавать на базе модели на режиме запуска путём её последующей перенастройки. Технология моделирования единого процесса в газогенераторе ГТД на основных эксплуатационных режимах, например на взлётном или крейсерском, в целом схожа с технологией моделирования

режима запуска, но имеет ряд существенных отличий [1,2]:

- вместо однокомпонентного рабочего тела (воздуха) необходимо использовать многокомпонентную смесь газов, состоящую из кислорода (O_2), азота (N_2), углекислого газа (CO_2), паров воды (H_2O) и паров топлива (*JetA*);

- на основных эксплуатационных режимах в камере сгорания происходит горение топлива, поэтому к решаемым уравнениям Навье - Стокса добавляется модель горения *Eddy Dissipation*;

- появляется дополнительное входное граничное условие на соплах форсунок, через которое в двигатель будет вводиться топливо;

- возникает необходимость оценивать разность мощностей, которые потребляются компрессором и вырабатываются турбиной;

- из-за значительных изменений параметров в проточной части для увеличения стабильности решения на начальном этапе необходимо запускать расчёт на достаточно небольших значениях физического шага по времени *Physical Timescale* (около 10^{-9}). Затем последовательно увеличивать шаг по времени (рекомендуется кратно 10) до достижения значения *Physical Timescale* = $10^{-4} \dots 10^{-3}$.

Некоторые результаты расчёта показаны на рис.6.

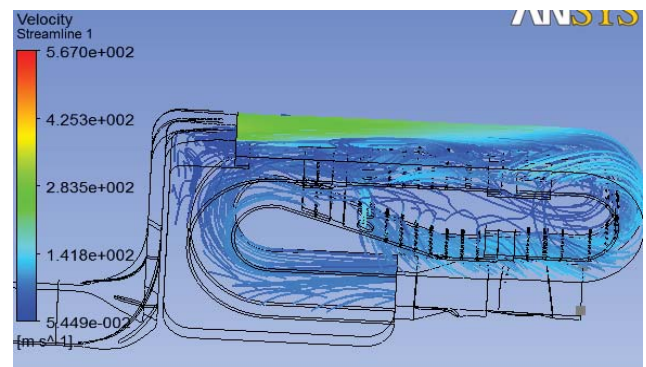


Рис. 6 Линии тока внутри камеры сгорания ГТД, полученные в результате сквозного расчёта

Выполненная работа показала возможность реализации разработанных подходов к совместному расчёту газогенератора.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации.

Библиографический список

1. Расчёт характеристик струйных течений газовых сред в камерах сгорания ГТД [Текст]: учеб.пособие/ С.Г. Матвеев, М.Ю. Орлов, С.С. Матвеев [и др.] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. Ун-та, 2011. – 110 с.

2. Моделирование процессов горения пропана при переводе камеры сгорания ГТД на газообразное топливо / С.Г. Матвеев, А.М. Ланский, М.Ю. Орлов [и др.] // Вестник СГАУ. – 2011. – Вып. 5. - С. 179-188.

3. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок / В.В. Кулагин // Основы теории ГТД: учебник. Кн.1: Рабочий

процесс и термогазодинамический анализ. Кн.2: Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.

4. Расчёт пространственной структуры потока в ступени осевого компрессора в программном комплексе AnsysCFX: учеб.пособие / О.В. Батурич [и др.]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 101 с.

5. Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью универсального программного комплекса AnsysCFX: метод.указания / О.В. Батурич [и др.] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. - 100 с.

COMBINED CALCULATION OF GAS GENERATORS OF SMALL GTE IN PACKAGE ANSYS CFX

© 2012 S. G. Matveev, M. Yu. Orlov, S. S. Matveev, V. S. Zinkovskiy, A. V. Krivtsov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

This paper describes the main approaches to the implementation of the joint calculation of the gas generator in the package Ansys CFX, created on the basis of their technology and its validation by the example of small-size gas turbine engine.

GTE, compressor, combustor, turbine, combined calculation, numerical simulation.

Информация об авторах

Матвеев Сергей Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: SGM@ssau.ru. Область научных интересов: процессы горения и смесеобразования, выбросы вредных веществ, химическая кинетика горения.

Орлов Михаил Юрьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: adler65@mail.ru. Область научных интересов: рабочий процесс в ДВС, образование и выброс вредных веществ.

Матвеев Сергей Сергеевич, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sergey2160@mail.ru. Область научных интересов: процессы горения и смесеобразования, химическая кинетика, численное моделирование процессов горения.

Зинковский Виктор Сергеевич, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ttr2005@mail.ru. Область научных интересов: экспериментальные исследования в камерах двигателей.

Кривцов Александр Васильевич, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: a2000009@rambler.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в

лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, моделирование процессов теплообмена.

Matveev Sergey Gennadievich, candidate of technical science, associate professor of the chair of heating engineering and heat-engine, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: SGM@ssau.ru. Area of Research: combustion, mixing, emissions and formations hazardous substances, chemical kinetics.

Orlov Mikhail Yurievich, candidate of technical science, associate professor of the chair of heating engineering and heat-engine, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: adler65@mail.ru. Area of Research: experimental investigation in combustion chamber, emissions and formations hazardous substances.

Matveev Sergey Sergeevich, magister, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sergey2160@mail.ru. Area of Research: combustion, mixing, chemical kinetics, combustion simulations.

Zinkovskiy Victor Sergeevich, magister, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: ttr2005@mail.ru. Area of Research: experimental investigation in combustion chamber.

Krivtsov Alexander Vasilievich, magister, Samara State Aerospace University. E-mail: krivcov63@mail.ru. Area of Research: blade machines, numerical calculations, processes of heat exchange and diffusion.

УДК 669.295; 621.431.75

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ФОРМИРОВАНИЯ СВОЙСТВ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

© 2012 Ф. В. Гречников, С. Ф. Тлустенко

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Представлены результаты формирования структуры сортамента из титана технической чистоты в зависимости от крупнозернистого или наноструктурного состояния для обеспечения механических свойств получаемых различными способами деталей сборок. Изучена структура титана в зависимости от условий и характера наводораживания при механической обработке. Установлено влияние отдельных режимов нагрева и технологической деформации заготовок на формирование текстуры и на колебания механических свойств металла по его площади и толщине.

Деформация, структура, прочность, пластичность, вязкость, обрабатываемость, формообразование.

В настоящее время актуальными являются задачи повышения качества конструкционных материалов для агрегатно-сборочного производства (АСП) летательных аппаратов за счёт совершенствования различных видов их пластической и термомеханической обработки. Одновременно с расширением технологических возможностей сборочного производства обеспечивается более высокое качество и надёжность объектов сборки. В частности, изготовление конструкций из титановых сплавов требует разработки технологических процессов, обеспечивающих значительное упрочнение поверхностных слоёв материала, повышение микротвёрдости и усталостной выносливости поверхностного слоя [1]. При этом улучшаются условия микролегирования поверхности алюминием и другими элементами. Вследствие низкой теплопроводности, высокой химической активности, ограниченных возможностей холодной деформации и пластической деформации при нагреве рассмотрены условия формирования фазового состава, макро- и микроструктуры упрочнённых и легированных слоёв металла. Исследовано влияние насыщения поверхности титанового сплава элементами внедрения как одного из факторов упрочнения, а также дальнейшей поверхностной пластической деформации на характеристики шероховатости и степень деформационного упрочнения поверхностей образцов для испытаний, изготовленных из наиболее широко применяемых видов сортамента титановых сплавов. Возможность расширения номенклатуры изготавливаемых из них деталей, крупногабаритных штампованных конст-

рукций, освоение прогрессивных технологий точной штамповки заготовок требует также установления влияния деформации ковкой, штамповкой и листовой прокаткой в различных интервалах температур при разных условиях нагрева, видах и режимах процессов ОМД. Исследование свойств одного из наиболее распространённых в АСП сплава ВТ20 показало, что не во всех случаях применение традиционных процессов пластической деформации при обработке металлов давлением, сварке и термической обработке позволяет изготавливать из него детали и конструкции с высокими показателями прочности, пластичности и усталостной выносливости. Значительное улучшение механических свойств наблюдается у заготовок из сплава ВТ20 в условиях, когда необходимые показатели прочности и пластичности в листовых штамповках после окончательной объёмной штамповки в интервале температур фазового $\alpha \rightarrow \beta$ -превращения обеспечиваются после электроконтактного нагрева в области фазового $\alpha \rightarrow \beta$ -превращения и последующего формообразования при естественном охлаждении в соответствующей технологическим процессам оснастке. Исследования проводились и на штампованных конструкциях из псевдо- α -титанового сплава ВТ20 после различных видов листовой и объёмной штамповки и сварки плавлением. Проведённые механические испытания и химический анализ поставляемого сортамента показали, что механические свойства и содержание примесей газов в исследованных в состоянии поставки полуфабрикатах не зависят от их вида и размера, что соответствует требуемым техни-

ческим условиям на поставку. Из общего числа проверенных образцов содержание примесей составляет: водорода – 0,0045%, кислорода – 0,07% и азота – 0,03%. Содержание газовых примесей в сварных соединениях соответствует требованиям ОСТ 1.90013-81 и для большинства их составляет: водорода – 0,0025%, кислорода – 0,054%, азота – 0,032% [1]. При исследовании микроструктуры в соответствии с требованиями, предъявляемыми к металлографическому анализу титановых сплавов, установлено, что введение при определённых условиях в титановые сплавы водорода приводит к существенным структурным изменениям, в том числе в ряде случаев к измельчению зерна. Исходная структура титановых сплавов, исследованных в работе, была грубой пластинчатой. Легирование водородом вызвало преобразование внутризёрненного строения без измельчения исходного β -зерна. В зависимости от содержания водорода и температуры процесса наводороживания может происходить формирование тонкопластинчатой, глобулярной или смешанной структуры. При этом размеры структурных составляющих могут изменяться в широких пределах, например, толщина α -пластин – от $\sim 0,5$ до ~ 8 мкм. Была установлена температурная зависимость показателей ударной вязкости сплава и пластичности, имеющих различный характер в крупнозернистом и наноструктурном состоянии.

На основе обобщения экспериментальных данных были установлены оптимальные фазовый состав и структура, а также количество β -фазы, при которых наблюдаются наиболее высокие характеристики обрабатываемости резанием различных титановых сплавов, легированных водородом. Получены основные температурные зависимости ударной вязкости, позволяющие определять температуру оптимальных условий вязко-хрупкого перехода и интервал температур обработки материала. Твёрдость сплава в наноструктурном состоянии в среднем на 30% больше, чем в крупнозернистом. Установлено, что в наноструктурном состоянии упрочнение происходит менее интенсивно для процессов листовой вытяжки и объёмной штамповки. Появляется возможность формирования комплекса более высоких механических свойств, в том числе после термомеханической обработки [2].

Оптимизация силовых элементов конструкции летательных аппаратов и систем в настоящее время связана с изучением влияния комплекса факторов на механическую прочность используемых для их изготовления металлов и сплавов. В частности, изучения возможностей снижения степени несовершенства их кристаллической структуры в процессах обработки металлов давлением с учётом реального характера пластического течения металла и построения схемы трёхмерного поля скоростей во всём фактическом очаге деформации. При штамповке сплава VT20 была построена математическая модель процесса и проведён анализ характерных зон, определяемых сходными параметрами локальных тензоров деформаций в зависимости от местоположения анализируемой точки и её окрестности в объёме заготовки. Зависимости могут быть представлены в виде коэффициента парной линейной корреляции m и коэффициента нелинейной корреляции η , на основе которых можно определить, в частности, силу связи между характеристиками обрабатываемости, количеством β -фазы и толщиной α -пластин. Установлено, что оптимальное содержание водорода обеспечивается при определённой температуре наводороживающего отжига. При этом может наблюдаться мелкозернистая структура, тонкопластинчатая структура, мелкоглобулярная структура, мелкая смешанная структура - пластинчатая + глобулярная. Наилучшая обрабатываемость резанием наблюдается при мелкой структуре (тонкопластинчатой, мелкоглобулярной или смешанной).

Установлено несколько причин, которые могли бы объяснить изменение механических свойств титановых сплавов в связи с уменьшением размера структурных составляющих для данного фазового состава или из-за преобразования пластинчатой структуры в глобулярную.

Пластинчатая структура обеспечивает меньшие характеристики пластичности, чем глобулярная структура. Вследствие этого при обработке титановых сплавов пластическая деформация не успевает протекать во всём объёме металла и концентрируется в приконтактном слое, в результате чего там возникают высокие давления и температуры, что обуславливает низкую обрабатываемость резанием титановых сплавов. Режимы обра-

ботки сплавов оказывают, в свою очередь, влияние на наследственные свойства деталей, изготавливаемых из этих материалов. Объёмный наноструктурный титан и его сплавы, полученные интенсивной пластической деформацией, при проведении испытаний показали высокую статическую и циклическую прочность.

Более высокая пластичность при глобулярной структуре должна способствовать повышению обрабатываемости титановых сплавов резанием [2]. В соответствии с теорией вязкости разрушения уменьшение размера зерна обрабатываемого материала сопровождается уменьшением критической длины трещины. Можно предположить, что поэтому стружкообразование начинается при меньших размерах макротрещины. Следовательно, для роста трещины будет требоваться меньшая работа разрушения при тех же напряжениях. Исследованию подвергали поковки одного типоразмера и одной и той же плавки после нескольких переходовковки, штамповки, но с различной температурой окончательной штамповки на последнем переходе. Из поволоков вырезали образцы в продольном, поперечном и высотном направлениях для механических испытаний, макро- и микроисследований. Перед испытаниями образцы отжигали для снятия остаточных напряжений после пластической деформации штамповкой.

Оценка механических свойств образцов из сплава BT20 в зависимости от условий обработки показывает, что чем меньше толщина заготовки (листа, поковки, плиты, штамповки), тем выше временное сопротивление разрыву. Пластичность зависит от вида заготовок: например, у штамповок она выше, чем у поволоков. Повышение прочностных характеристик полуфабрикатов из сплава BT20, как известно, связано с накоплением в них дефектов кристаллического строения в основном процессе пластической деформации (ковки, штамповки, прокатки). В зависимости от накопления количества дефектов кристаллического строения изменяется и временное сопротивление разрыву заготовок из сплава BT20 от 890 до 1250 МПа при удовлетворительных характеристиках пластичности.

Анализируя изменения механических свойств сварных соединений, можно качественно отметить, что как толщина свариваемых заготовок, так и вид сварки оказывают

важное влияние на накопление дефектов кристаллического строения и, в конечном итоге, на их свойства. Установлено, что наиболее высокие характеристики прочности и пластичности – у листовых сварных соединений, наименьшие – у штампованных заготовок после электронно-лучевой сварки (ЭЛС).

Результаты исследований влияния температуры окончательной штамповки на свойства титановых заготовок показали, что наилучшие механические свойства наблюдаются у заготовок, подвергавшихся окончательной штамповке в температурной области существования α -фазы, близкой к температуре $\alpha \rightarrow \beta$ - превращения. Временное сопротивление разрыву у таких штамповок повысилось на 8 – 10% , а характеристики пластичности – в 1,5 – 2 раза по сравнению со штамповками, деформированными в области существования β -фазы. Кроме того, у штамповок, деформированных в области α -фазы, наблюдается стабильность, небольшой разброс и меньшая зависимость механических свойств от направления испытания.

Установлено большое разнообразие микроструктур, зависящих от температуры окончательной штамповки. Если деформация проводится в температурном интервале существования β -фазы, то образуется пластичная (β - превращённая) структура с чётко выраженными зёрнами исходной β -фазы, окаймлёнными α -фазой. Причем β -зёрна состоят из α -колоний, являющихся пачками α -пластин, разделённых прослойками β -фазы. Такая структура и определяет пониженные характеристики прочности и пластичности, а также значительную их нестабильность.

Деформация при температуре существования α -фазы, близкой к температуре полиморфного $\alpha \rightarrow \beta$ - превращения, приводит к тому, что явных границ зёрен β -фазы не наблюдается [2]. Полученная структура характеризуется пластинчатым строением внутризеренной α -фазы с переходом к глобулярной, т.е. к образованию структуры, связанной с процессами рекристаллизации, коагуляции и глобуляризации.

При последеформационном отжиге титановых заготовок происходит уменьшение количества дефектов кристаллического строения в объёме металла, что вызывает повышение пластичности и снижение прочности. Высоким показателям прочности соот-

ветствуют предельно низкие значения пластичности, что не позволяет в полной мере реализовать прочность, которой обладает псевдо- α -сплав.

При нагреве заготовки наблюдается полиморфное $\alpha \rightarrow \beta$ -превращение.

Электроконтактный нагрев заготовок из сплава ВТ20 до температуры полиморфного превращения и охлаждение в металлическом штампе по сравнению с традиционными методами штамповки приводят к повышению временного сопротивления разрыву (σ_B) на 14%; предела текучести ($\sigma_{0,2}$) на 17%; относительного удлинения (δ) на 40%, угла загиба (α) на 15%; сопротивления малоциклового усталости (МЦУ) на 17%. Существенно снижается и содержание газовых примесей (H_2 , O_2 , N_2).

Таким образом, при использовании электроконтактного нагрева оказалось возможным в полной мере реализовать прочность и пластичность в листовых штамповках, присущую псевдо- α -титановому сплаву ВТ20.

Это обусловлено тем, что тепловое воздействие на металл в интервале температур превращения приводит к максимальной диффузионной подвижности атомов, и в этих условиях протекают многоуровневые релаксационные процессы.

Исследование связи изменений кристаллографической текстуры с эволюцией микроструктуры при горячей пластической деформации цилиндрических образцов из двухфазного титанового сплава ВТ9 в процессе одноосного растяжения, кручения и кручения с одновременным растяжением в условиях сверхпластичности показали, что после пропорционального нагружения формирования выраженной металлографической текстуры не происходит (табл.1).

Таблица 1. Размер зёрен α -фазы в сплаве ВТ9 в зависимости от вида нагружения

Состояние	D , мкм	HRC
Исходное состояние	2,9/3,0	55/55
Одноосное растяжение	3,4/ 3,6	48/48
Кручение	3,7/3,9	50/52
Растяжение + кручение	3,9/4,2	49/52

В числителе дан размер зёрен d в продольном направлении при фиксированном содержании α -фазы в центре образца, в знаменателе – у края образца. Наблюдаемая однородность зёрен по размеру во всем деформируемом объёме образцов изделий выше, чем в исходном материале заготовок. Средний размер зёрен ($d = 3,9 - 4,1$ мкм) практически одинаков в центре и на периферии образцов. Таким образом, в результате пластической деформации (ковка, штамповка, прокатка) и сварки прочность заготовок из сплава ВТ20 повышается от 900 до 1280 МПа при предельно допустимых характеристиках, ниже которых использование их в конструкциях не рекомендуется. Отжиг титановых заготовок приводит к повышению их пластических характеристик и снижению прочностных. Проведение окончательной штамповки заготовок из сплава ВТ20 в интервале температур фазового $\alpha \rightarrow \beta$ -превращения улучшает механические свойства штамповок, повышает их прочность при незначительном снижении пластичности. Однако прочность и пластичность псевдо- α -титанового сплава ВТ20 в полной мере реализуется в штамповках после соответствующего нагрева в области фазового $\alpha \rightarrow \beta$ -превращения и последующего охлаждения в металлическом штампе в процессе формообразования.

Результаты испытаний образцов сплава на разрушение и анализ характера разрушения образцов с различной структурой представлены на рис. 1-4. На образцах №1, 2, соответствующих тонкопластинчатой, мелкоглобулярной или смешанной структуре, характер излома является равномерным по всему сечению, структура мелкозернистая, что свидетельствует о высоких прочностных характеристиках материала. Это связано и с тем, что металлографическая текстура практически отсутствует при форме зёрен, близкой к равноосной. На образцах № 3, 4 наблюдается грубое разрушение материала, при этом наблюдаются несплошности материала в виде тёмных участков. Общий характер изломов представляется как хрупкое разрушение сплавов под действием ударной нагрузки. Более детальная картина поверхности разрушения образцов была рассмотрена на электронном микроскопе «Philips-525» при увеличении 300 крат.

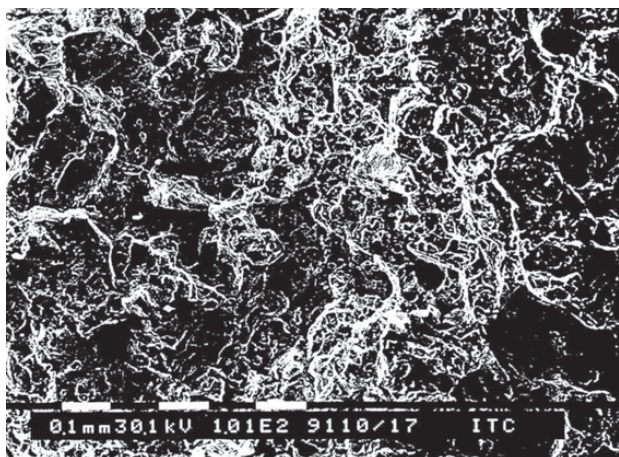


Рис. 1. Разрушение мелкозернистой структуры образца №1

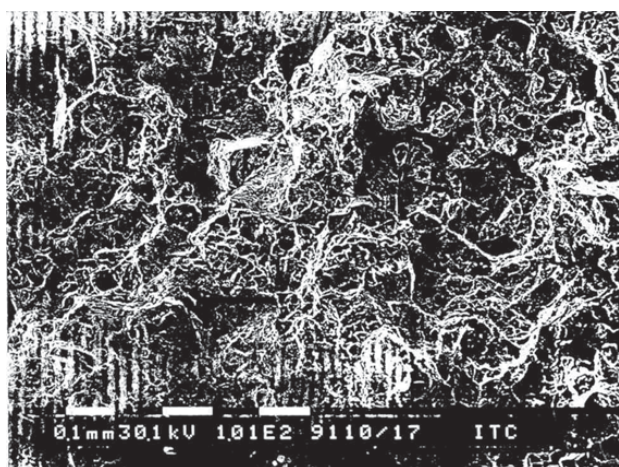


Рис. 2. Разрушение мелкозернистой структуры образца №2

Поверхность излома образцов №1,2 соответствует большей вязкости материала по отношению к образцам №3, 4 (рис. 2), где излом проходит по границам зёрен, и, кроме того, границы являются очагами разрушения материала.

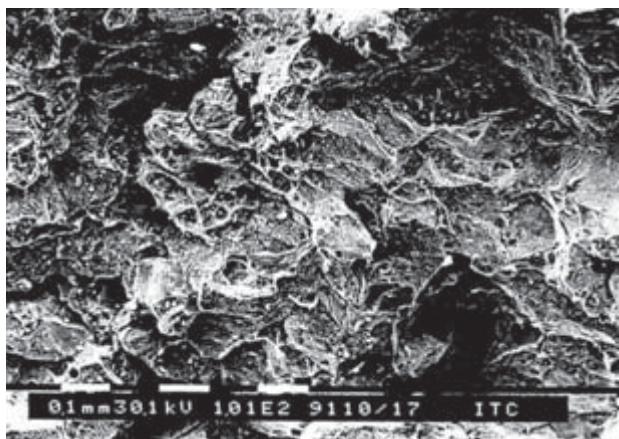


Рис.3. Разрушение крупнозернистой структуры образца №3

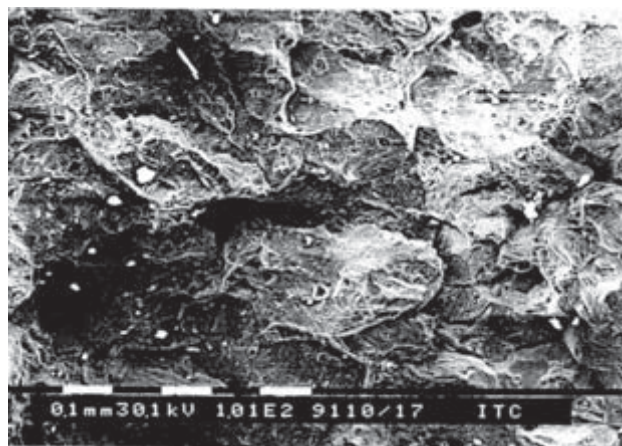


Рис.4. Разрушение крупнозернистой структуры образца №4

Таким образом, можно сделать вывод о незначительном влиянии температуры обработки на механические свойства сплава. Наличие в образце № 3 структурной неоднородности и дефектов в виде несплошностей материала по границам зёрен может привести к разрушению деталей при их эксплуатации. Анализ полученных результатов показывает, что точность получаемых решений зависит от правильности выбора математической модели технологических процессов обработки сплавов. Математическое моделирование процессов разрушения позволяет также обеспечивать гарантированные свойства металла в зависимости от условий эксплуатации, то есть обеспечивать такую структуру, при которой разрушения металла не наступит при допустимых величинах упруго-пластической деформации. Более мелкозернистой структуре соответствует и меньший размер элементов структуры разрушения, показывающий на качественном уровне закономерности изменения пластичности металла в области вязкого разрушения. Показатели, характеризующие протяжённость области хрупкого разрушения, определяются из условия:

$$\frac{\delta}{\tau_s} > \left(\frac{\delta}{\tau_s} \right)_n,$$

устанавливающего область существования пластичности, где δ - среднее нормальное остаточное напряжение, τ_s - сопротивление деформации при чистом сдвиге.

Заключение. Характер формирующейся дислокационной структуры, плотность распределения микропор и микротрещин,

микронефектов внутренней структуры зависят от условий техпроцесса получения заготовок, вида режимов процессов обработки металлов давлением. Это позволяет научно обосновать способы получения деталей для повышения ресурса деталей из титановых сплавов, учитывать основные факторы, определяющие надёжность и качество летательных аппаратов.

Библиографический список

1. Водородная технология титановых

сплавов [Текст] / Б.А. Колачев, А.А. Ильин, В.К. Носов [и др.]. - М.: МИСиС, 2002. - 392с.

2. Средний размер зёрен в титановом сплаве ВТ6 и выбор рациональной схемы интегрального процесса сверхпластической формовки сварки давлением [Текст] / С.П. Малышева, Г.А. Салищев, Р.М. Галеев [и др.] // Перспективные материалы. - 2005. - №6. - С.79 – 85.

RESEARCH OF FEATURES OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF FORMATION OF PROPERTIES OF ASSEMBLY UNITS OF AIRCRAFT

© 2012 F. V. Grechnikov, S. F. Tlustenko

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The results of formation of structure assortment of commercially pure titanium as a function of the coarse-grained or nanostructured status for providing the mechanical properties obtained a variety of ways details of assemblies are presented. The structure of titanium, depending on the circumstances and the nature of hydrogen absorption during machining is investigated. The impact of particular modes of heating and deformation processing workpieces on texture formation and the fluctuations of the mechanical properties of metal on its area and thickness are established.

Deformation, structure, durability, plasticity, viscosity, workability, formation.

Информация об авторах

Гречников Фёдор Васильевич, член-корреспондент РАН, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой обработки металлов давлением, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: исследование процессов обработки металлов давлением.

Тлустенко Станислав Федотович, кандидат технических наук, доцент кафедры обработки металлов давлением, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: titan250@mail.ru. Область научных интересов: исследование зависимости механических свойств конструкционных материалов от способов их получения, проектирование технологических процессов сборки в авиастроении.

Grechnikov Fedor Vasilyevich, the Member correspondent of the Russian Academy of Sciences; Doctor of Technical Sciences, Professor, the Manager chair OMD, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area of research: study of processes of production aircraft, quality management in engineering.

Tlustenko Stanislav Fedotovich, Candidate of Technical Science, Associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: titan250@mail.ru. Area of research: study on mechanical properties of structural materials by means of obtaining them, design of technological processes of assemblies in the aircraft industry.

ВЕСТНИК
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЁВА
(национального исследовательского университета)

№3 (34)
Часть 3
2012

Корректор **Кретинина Т. К., Куприянова Н. С.**
Компьютерная вёрстка **Холодкова Г. В., Паровой Ф. В.**

Каталожная цена: 1000 руб.

Формат 60 × 84 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Тираж 500. Заказ _____

Отпечатано в типографии ООО «Самбр Принт»
443090, г. Самара, Московское шоссе, 77

Правила оформления статей для журнала

«Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета

имени академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета)»

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 по адресу: 443086, Самара, Московское шоссе, 34, 212а – 3А, тел.: (846) 267 48 41, электронная почта: 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 2,5 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 представлены 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 7.1-2003.

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, учёная степень, учёное звание, должность, 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

© 2011 Г. П. Аншаков¹, В. В. Бирюк², В. В. Васильев², В. В. Никонов², В. В. Салмин²

¹ФГУП ГНПРКЦ «ЦСКБ-ПРОГРЕСС»

²Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

(аннотация статьи 50...150 слов, кегль: 10)

(ключевые слова 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

© 2011 G. P. Anshakov¹, V. V. Biruk², V. V. Vasiliev², V. V. Nikonov², V. V. Salmin²

¹FSUE SRPSRC "TsSKB-Progress"

²Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University)

(аннотация статьи – на английском языке)

(ключевые слова – на английском языке)

(информация об авторах для опубликования – на английском языке)

ПОПРАВКА

Выходные данные статьи Смуровой Н.А., опубликованной в №3(27) за 2011 год (часть 3) следует читать в редакции:

УДК 681.51-192 (075.8)

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДОВ СТРУКТУРНОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ ПРИ
ФОРМИРОВАНИИ «НАДЁЖНОСТНЫХ» СХЕМ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПИТАНИЯ
ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПОРЯДКОМ ОТКАЗНОСТИ УПРАВЛЯЮЩИХ
ЭЛЕМЕНТОВ НЕ МЕНЕЕ ЧЕТЫРЕХ**

© 2011 Н. А. Смурова

г. Санкт-Петербург

**USE OF THE METHODS OF THE STRUCTURAL PROGRAMMING TO FORM THE “RELIABILITY”
DIAGRAMS OF THE FUEL SUPPLY SYSTEM OF THE GAS TURBINE ENGINES WITH THE
CONTROL ELEMENTS FAILURE ORDER OF NO LESS THAN FOUR**

© 2011 N. A. Smurova

Saint-Petersburg

Информация об авторах

Смурова Нина Алексеевна, г. Санкт-Петербург. Область научных интересов: разработка математических моделей систем топливопитания газотурбинных двигателей, автоматизация процесса построения матриц несовместных состояний первого порядка.

Smurova Nina Alekseevna, Saint-Petersburg. Area of research: development of the mathematical models of the fuel supply systems of gas turbine engines, automatization of the process for creation of the matrix of incompatible conditions of the first order.

Редколлегия журнала «Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета)» приносит извинения автору за допущенную неточность.