

ISSN 1998-6629

ВЕСТНИК

САМАРСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЁВА

№ 3 (19)
Часть 3

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

2009

УДК 05
ББК Я5

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

№ 3 (19)

Часть 3
2009

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

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

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

Редакционная коллегия

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

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

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

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

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

Самара
2009

СОДЕРЖАНИЕ

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

СИСТЕМА ПОДОГРЕВА ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА «НЕВА-25НК»	
<i>Д.Г. Федорченко, А.В. Федосов, Ю.И. Климнюк, В.И. Цибизов</i>	9
ЛАЗЕРНОЕ ИНИЦИИРОВАНИЕ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ	
<i>В.И. Мордасов, Н.А. Сазонникова, Е.Г. Иванова, Н.И. Лаптев, В.В. Пойлов</i>	13
ПРОИЗВОДСТВО И ТЕХНОЛОГИЯ ПОЛУЧЕНИЯ ЛЕГИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ С МИКРОКРИСТАЛЛИЧЕСКОЙ СТРУКТУРОЙ	
<i>С.Ф. Глуштенко, А.М. Бибииков, Л.В. Журавель, А.А. Коптев</i>	20
УПРОЩЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ТЕПЛОВЫХ МАШИН ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОДЕЛИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ	
<i>С.А. Гулина, М.Ю. Орлов</i>	28
О НАУЧНО-ОБРАЗОВАТЕЛЬНОМ ЦЕНТРЕ ЛАЗЕРНЫХ СИСТЕМ И ТЕХНОЛОГИЙ НА ФАКУЛЬТЕТЕ ДЛЯ СГАУ	
<i>С.П. Мурзин, Н.Д. Быстров, А.М. Никифоров</i>	34
ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЗОНДОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ	
<i>А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, С.А. Ильинский, А.З. Ермошкин</i>	39
ЛАЗЕРНО-ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКИЙ СПОСОБ ВЫЯВЛЕНИЯ ДЕФЕКТОВ КЛЕЕННЫХ ОБОЛОЧЕК	
<i>В.И. Мордасов, А.Д. Сторож, Н.Е. Гребнев, О.В. Шулепова, Е.Г. Иванова</i>	43
КИСЛОРОДНО-ВОДОРОДНАЯ ДВИГАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА НА ОСНОВЕ ЭЛЕКТРОЛИЗА ВОДЫ И ЖРДМТ НА КОМПОНЕНТАХ $H_2 + O_2$ ДЛЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МКА	
<i>А.С. Гуртов, Е.А. Лапшин, М.В. Макарьянц, В.В. Рыжков, М.В. Силютин</i>	49
ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ПРОМЫВКА НЕПРОТОЧНЫХ АГРЕГАТОВ ГИДРОТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ	
<i>В.М. Решетов</i>	59
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ЗАЗОРЫ (НАТЯГИ) И ВЛИЯНИЕ НАТЯГОВ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ТЕЛАМ КАЧЕНИЯ В БЫСТРОХОДНЫХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ	
<i>О.М. Беломытцев</i>	67
МЕТОДИКА ТЕОРЕТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ	
<i>И.А. Жданов</i>	76
УПРАВЛЯЕМЫЙ ПУЛЬСИРУЮЩИЙ ДЕТОНАЦИОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ	
<i>Ю.И. Цибизов, Л.П. Шелудько</i>	83
ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СЛОЖНОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ НА ОСНОВЕ СКВОЗНОЙ АВТОМАТИЗАЦИИ	
<i>Т.С. Шишкина, В.Г. Смелов, Н.Д. Проничев</i>	89
МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ПЛАСТИЧЕСКОГО ТЕЧЕНИЯ ПРИ ГИБКЕ ПАТРУБКОВ РАЗДАЧЕЙ	
<i>О.Ю. Давыдов, В.Г. Егоров, А.И. Кочегаров</i>	96

РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВНЫХ РДМТ НА ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫХ ТОПЛИВНЫХ КОМПОЗИЦИЯХ	
<i>Р.Х. Кутуев, И.Н. Лебедев, В.Л. Салич</i>	101
СТРУКТУРА И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЛОПАТКИ 1 СТУПЕНИ РОТОРА ТУРБИНЫ ГТЭ-45-3 ПОСЛЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ НАРАБОТКИ И РЕГЕНЕРАЦИИ	
<i>Ю.П. Тарасенко, В.А. Сорокин, О.Б. Бердник</i>	110
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИБРИДНЫХ ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ТЯЖЕЛОГО МНОГООПОРНОГО РОТОРА ГТД	
<i>В.Н. Бесчастных</i>	118
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА НА ОСНОВЕ СКВОЗНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ	
<i>С.В. Зыбанов, В.Г. Смелов, Н.Д. Проничев, О.С. Сурков</i>	127
ОСОБЕННОСТИ ОТРАБОТКИ ЖРД С СОПЛОВЫМ НАСАДКОМ ИЗ УГЛЕРОД-УГЛЕРОДНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА	
<i>В.Н. Шнякин, А.Н. Коваленко</i>	132
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ БОКОВЫХ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КАМЕРУ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ЗАПУСКЕ В БАРОКАМЕРЕ	
<i>В.Н. Шнякин, А.Н. Коваленко, В.Н. Коваленко, А.В. Родькин, А.П. Макотер</i>	139
ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗЕМЛЕТРЯСЕНИЙ НА ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ФРИКЦИОННЫХ МАЯТНИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ (СЕЙСМОИЗОЛЯТОРОВ)	
<i>Ю.Н. Дроздов, В.А. Надеин, В.Н. Пучков, М.В. Пучков</i>	148
ЧАСТНАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГОЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ	
<i>Д.А. Довгялло, В.А. Кудинов</i>	166
СКОЛЬЖЕНИЕ В МЕЖВАЛЬНОМ РОЛИКОВОМ ПОДШИПНИКЕ ГТД	
<i>В.В. Макаrchук, Н.И. Петров, В.И. Акифьев</i>	171
СНИЖЕНИЕ ШУМА СНЕГОУБОРОЧНОЙ УСТАНОВКИ	
<i>А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Л.В. Родионов, С.В. Ефанов</i>	178
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ АДЕКВАТНОСТИ РАЗРАБОТАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МГНОВЕННОЙ ПОДАЧИ ЖИДКОСТИ ШЕСТЕРЕННЫМ НАСОСОМ	
<i>Л.В. Родионов, Г.О. Белов, М.В. Будько, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов</i>	185
РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИКИ «ЗАПЕРТОГО» ОБЪЁМА В ШЕСТЕРЕННОМ НАСОСЕ	
<i>Л.В. Родионов, Г.О. Белов, М.В. Будько, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов</i>	189
РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ РАБОЧЕЙ СЕКЦИИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО ПИТАТЕЛЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ	
<i>Д.Е. Рыбальченко, С.С. Воронин, А.Б. Прокофьев</i>	194
ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЕЙ ПУТЕМ ВВЕДЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОПЕРАЦИИ	
КОНТРОЛЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ВАКУУМ-ПЛОТНЫХ КОРПУСОВ РЭА	

<i>Д.М. Свиридюк</i>	203
РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОНАСОСНОГО АГРЕГАТА НА ШАРИКОПОДШИПНИКАХ С БОЛЬШИМ РЕСУРСОМ РАБОТЫ	
<i>В.Н. Шнякин, Я.Н. Иванов, Л.Ф. Ивченко, А.А. Стебловцев</i>	208
СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ СЕПАРАТОРА С ЭЛЕМЕНТАМИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА	
<i>Б.М. Силаев, А.В. Безбородников, М.В. Баляба, М.А. Ермилов</i>	215
ИССЛЕДОВАНИЕ И НОРМИРОВАНИЕ ДОПУСТИМЫХ ЗАБОИН НА РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ КОМПРЕССОРА НА ПРИМЕРЕ ДВИГАТЕЛЯ НК-12	
<i>А.В. Грицин, Е.П. Кочеров, А.П. Ремпель, В.А. Самойлов</i>	221
ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВА ОБРАБОТКИ ПРИ ТОНКОМ ТОЧЕНИИ ВЫСОКОПРОЧНОЙ СТАЛИ 30ХГСН2А	
<i>Д.А. Ласточкин, Д.Л. Скуратов, В.Д. Смолин</i>	230
ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА «АЛЮМИНИЙ – НИТРИД БОРА» В АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ	
<i>А.А. Живушкин, Е.А. Козлова, И.А. Чубуков, А.Ю. Марова</i>	235
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГТД НА БАЗЕ УНИВЕРСАЛЬНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА МАЛОЙ РАЗМЕРНОСТИ	
<i>В.А. Рассохин, Н.А. Шарова</i>	241
К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ НОВЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ АВИАЦИОННЫХ ГТД	
<i>Н.А. Шарова, Е.А. Тихомирова, А.Л. Барабаш, А.А. Живушкин, В.Э. Брауэр</i>	249
КОНЦЕПЦИЯ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО МЕСТА СТУДЕНТА ПРИ ОБУЧЕНИИ ОСНОВАМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ	
<i>В.И. Иващенко, Л.В. Соловацкая</i>	256
МЕТОДОЛОГИЯ АДАПТИВНОЙ ГРАФО-ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРИ ОБУЧЕНИИ АВТОМАТИЗИРОВАННОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ	
<i>В.И. Иващенко</i>	264
ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА С ОХЛАЖДАЕМЫМИ ТУРБОРЕАКТИВНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ КАК ПЕРВОЙ СТУПЕНИ АВИАЦИОННО-КОСМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ	
<i>В.Л. Балакин, В.И. Потапов</i>	273
ОСОБЕННОСТИ АДАПТАЦИИ ПЕРВОКУРСНИКОВ СГАУ В УСЛОВИЯХ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ОБУЧЕНИЯ	
<i>А.И. Белоусов, А.Г. Маслова</i>	279
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОНВЕРТИРОВАННЫХ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТЕХНОЛОГИЙ	
<i>С.Д. Медведев, В.Б. Балякин</i>	292

CONTENTS

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

CYCLE AIR HEATING SYSTEM OF GAS PUMPING UNIT NEVA- 25NK <i>D.G. Fedorchenko, A.V. Fedosov, Yu.I. Klimnyuk, V.I. Tsibisov</i>	9
THE LASER PRIMING OF HIGH ENERGY MATERIALS IGNITION <i>V.I. Mordasov, N.A. Sazonnikova, E.G. Ivanova, N.I. Laptev, V.V. Poylov</i>	13
MANUFACTURE AND TECHNOLOGY OF PRODUCTION OF ALLOYED STEEL WITH MICROCRYSTAL STRUCTURE <i>S.F. Tlustenko, A.M. Bibikov, L.V. Zhuravel, A.A. Koptev</i>	20
THE SIMPLIFICATION OF HEAT ENGINES THERMODYNAMICS CALCULATION WITH USING OF IDAEAL GAS' MODEL <i>S.A. Gulina, M.Y. Orlov</i>	28
ABOUT THE CENTRE OF SCIENCE-EDUCATIONAL OF LASER SYSTEMS AND TECHNOLOGIES AT FACULTY DLA SSAU <i>S.P. Murzin, N.D. Bystrov, A.M. Nikiforov</i>	34
DYNAMIC TESTS OF PROBES FOR MEASUREMENT OF PULSATIONS PRESSURE AT THE RAISED AVERAGE PRESSURE <i>A.G. Gimadiev, N.D. Bystrov, S.A. Ilinskij, A.Z. Ermoshkin</i>	39
LASER VIBRATING METHOD OF GLUING SHELLS DEFECTS DETECTING <i>V.I. Mordasov, A.D. Storozh, N.E. Grebnev, O.V. Shulepova, E.G. Ivanova</i>	43
OXYHYDROGEN PROPULSION DEVICE BASE ON WATER ELECTROLYSIS AND LREST ON COMPONENT $H_2 + O_2$ FOR CONTROL SYSTEM SS <i>A.S. Gurtov, E.A. Lapshin, M.V. Makariants, V.V. Ryzhkov, M.V. Silyutin</i>	49
HYDRODYNAMIC RINSING OF HYDROFUEL SYSTEM' UNFLOWING UNITS <i>V.M. Reshetov</i>	59
THE DETERMINATION OF VARIOUS FACTORS INFLUENCING ON CHANGE OF THE MOUNTING FIT AND CALCULATION PROCEDURE OF THE LOAD DISTRIBUTION IN THE CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS OPERATED IN TIGHTNESS <i>O.M. Belomytzev</i>	67
THEORETICAL CALCULATION APPROACH OF GAS TURBINE ENGINES COMPRESSOR CHARACTERISTIC LINE <i>I.A. Zhdanov</i>	76
MANIPULATE PULSED DETONATION ENGINE <i>Yu.I. Tsibisov, L.P. Chelydko</i>	83
DEVELOPMENT OF THE DESIGN PROCEDURE OF THE SHAPING RIGGING WITH THE USE OF THE INTEGRATED INFORMATION SYSTEMS <i>T.S. Shishkina, V.G. Smelov, N.D. Pronichev</i>	89
THE MODELING OF KINEMATICS OF PLASTIC CURRENT AT BENDING PROCESS OF BRANCH PIPES DISTRIBUTION <i>O.Y. Davidov, V.G. Egorov, A.I. Kochegarov</i>	96
DEVELOPMENT OF ADVANCED LOW THRUST ROCKET ENGINES WITH ECOLOGICALLY FRIENDLY PROPELLANTS <i>R.H. Kutuev, I.N. Lebedev, V.L. Salich</i>	101

STRUCTURE AND MECHANICAL PROPERTIES OF THE SHOVEL 1 STEPS OF THE ROTOR OF TURBINE GTE-45-3 AFTER THE LONG OPERATING TIME AND REGENERATION	
<i>Yu.P. Tarasenko, V.A. Sorokin, O.V. Berdnik</i>	110
DESIGNING AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF HYBRID GAS BEARINGS FOR HEAVY MULTIBASIC ROTOR OF GAS TURBINE	
<i>V.N. Beschastnyh</i>	118
INCREASE OF EFFICIENCY OF TECHNOLOGICAL PREPARATION OF MANUFACTURE ON THE BASIS OF THROUGH USE OF THE INFORMATION TECHNOLOGY	
<i>S.V. Zybanov, V.G. Smelov, N.D. Pronichev, O.S. Surkov</i>	127
EXPERIMENTAL DEVELOPMENT OF THE LRE WITH CCCM NOZZLE'S EXTENSION	
<i>V.N. Shnyakin, A.N. Kovalenko</i>	132
EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE SIDE FORCES ACTING ON THE COMBUSTION CHAMBER IN THE ALTITUDE CHAMBER AT STARTUP	
<i>V.N. Shnyakin, A.N. Kovalenko, V.N. Kovalenko, A.V. Rod'kin, A.P. Makoter</i>	139
INFLUENCE OF EARTHQUAKE PARAMETERS ON TRIBOLOGICAL PROPERTIES OF FRICTION PENDULUM BEARINGS (SEISMO INSULATORS)	
<i>Y.N. Drozdov, V.A. Nadein, V.N. Puchkov, M.V. Puchkov</i>	148
SPECIAL METHODIC OF ECONOMICS INDEXES DETERMINATION OF TURBOCOMPRESSOR STATIONS FOR CENTRAL AIR SUPPLY OF INDUSTRIAL FACTORIES	
<i>D.A. Dovgyallo, V.A. Kudinov</i>	166
A SEPARATOR SKIDDING IN THE CYLINDRICAL ROLLER BEARING BETWEEN SHAFTS OF THE GAS TURBINE ENGINE	
<i>V.V. Makarchuk, N.I. Petrov, V.I. Akifiev</i>	171
NOISE REDUCTION OF SNOW-PLOUGH	
<i>A.A. Igolkin, A.N. Kruchkov, L.V. Rodionov, S.V. Efanov</i>	178
EXPERIMENTAL ACKNOWLEDGEMENT OF ADEQUACY OF THE DEVELOPED MATHEMATICAL MODEL OF INSTANT GIVING OF THE LIQUID BY THE GEAR PUMP	
<i>L.V. Rodionov, G.O. Belov, M.V. Budko, A.N. Kruchkov, E.V. Shahmatov</i>	185
THE DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODEL OF HYDRODYNAMICS OF "TPAPPED" VOLUME IN THE GEAR PUMP	
<i>L.V. Rodionov, G.O. Belov, M.V. Budko, A.N. Kruchkov, E.V. Shahmatov</i>	189
CALCULATION OF DURABILITY OF WORKING SECTION OF PROGRESSIVE DIVIDER VALVE BY A METHOD OF FINAL ELEMENTS	
<i>D.E. Rybalchenko, S.S. Voronin, A.B. Prokofiev</i>	194
IMPROVING THE OPERATING CHARACTERISTICS OF ENGINES BY THE IMPOSITION OF MANUFACTURING OPERATION OF HERMETICITY INSPECTION OF VACUUM-TIGHT RADIO ELECTRONIC DEVICE CASES	
<i>D.M. Sviridyuk</i>	203
DEVELOPMENT AND INVESTIGATION OF ELECTROPUMP OF INCREASED SERVICE LIFE WITH BALL BEARINGS	
<i>V.N. Shnyakin, Ya.N. Ivanov, L.F. Ivchenko, A.A. Steblotsev</i>	208

FORCE INTERACTION BETWEEN CAGE AND ELEMENTS OF HIGH SPEED BALL BEARING AND BEARING ASSEMBLY	
<i>B.M. Silaev, A.V. Bezbodnikov, M.V. Balyaba, M.A. Ermilov</i>	215
RESEARCH AND RATIONING ADMISSIBLE NICK ON WORKING BLADES OF THE COMPRESSOR FOR ENGINE NK-12 EXAMPLE	
<i>A.V. Gritsin, E.P. Kocherov, A.P. Rempel, V.A. Samoylov</i>	221
INVESTIGATION OF PROCESSING PERFORMANCE ON FINISH TURNING OF HIGH STRENGTH STEEL 30HGSN2A	
<i>D.A. Lastochkin, D.L. Skuratov, V.D. Smolin</i>	230
FEATURES OF APPLICATION OF “ALUMINUM- BORON NITRIDE” COMPOSITE MATERIAL IN AVIATION ENGINES	
<i>A.A. Zhivushkin, E.A. Kozlova, I.A. Chubukov, A.Yu. Marova</i>	235
DESIGNING GTE ON THE BASIS OF VERSATILE GAS GENERATOR SMALL DIMENSION	
<i>V.A. Rassokhin, N.A. Sharova</i>	241
SELECTION OF NEW HEAT-RESISTANT NICKEL ALLOYS FOR ADVANCED AVIATION ENGINES	
<i>N.A. Sharova, E.A. Tikhomirova, A.L. Barabash, A.A. Zhivushkin, V.E. Brauer</i>	249
CONCEPTION OF THE STUDENT WORK PLACE ARRENGEMENT FOR THE COMPUTER AIDED DESIGN BASE TEACHING	
<i>V.I. Ivashchenko, L.V. Solovatskaya</i>	256
METHODOLOGY OF THE ADAPTIVE GRAPHIC AND GEOMETRIC TRAINING FOR THE COMPUTER AIDED DESIGN TEACHING	
<i>V.I. Ivashchenko</i>	264
MOTION TRAJECTORIES OF THE VEHICLE WITH MASS INJECTION PRE-COMPRESSOR COOLING TURBOJET ENGINES AS THE FIRST STAGE OF AIRCRAFT-SPACE SYSTEMS	
<i>V.L. Balakin, V.I. Potapov</i>	273
FEATURES OF ADAPTATION OF FIRST-YEAR STUDENTS OF SSAU IN THE APPLICATION OF COMPUTER TECHNOLOGIES OF TRAINING	
<i>A.I. Belousov, A.G. Maslova</i>	279
USING CONVERTED AVIATION GAS-TURBINE ENGINE AND TECHNOLOGYS	
<i>S.D. Medvedev, V.B. Balyakin</i>	292

СИСТЕМА ПОДОГРЕВА ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА «НЕВА-25НК»

© 2009 Д. Г. Федорченко¹, А. В. Федосов², Ю. И. Климнюк¹, В. И. Цибизов²

¹Самарский научно-технический комплекс им. Н.Д. Кузнецова

²ОАО «Моторостроитель»

Для газоперекачивающего агрегата «Нева-25НК» с двигателем НК-36СТ разработана противообледенительная система. Представлены результаты испытаний, показывающие требуемые параметры.

Система подогрева циклового воздуха, газоперекачивающий агрегат, противообледенительная система

Исключение условий обледенения воздухозаборного тракта газотурбинных установок является необходимым условием обеспечения их надежной работы. Для решения этой задачи входные очистительные устройства (ВОУ) газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и газотурбинных электростанций (ГТЭС) снабжаются системами подогрева циклового воздуха – противообледенительными системами (ПОС). В условиях обледенения (температуры наружного воздуха от плюс 5°C до минус 10°C, относительной влажности от 80 до 100%) система ПОС должна обеспечивать подогрев циклового воздуха не менее чем на 5...6 °C и снижение относительной влажности до 60...70%. Номограмма относительной влажности воздуха, раскрывающая физический принцип работы системы ПОС, а также график зависимости относительной влажности воздуха от величины подогрева при постоянном влагосодержании, приведены на рис.1,2.

Как следует из [1], продолжительность периода, в течение которого возникают условия обледенения для Евро-Азиатского региона России, достигает до 74% времени в году для северных районов и до 41% для южных районов.

Для подогрева циклового воздуха газотурбинных двигателей НК-36СТ и НК37СТ, используемых в качестве приводных в ГПА и ГТЭС, до настоящего времени применяется традиционная схема, предусматривающая использование для этой цели воздуха, отбираемого от компрессора высокого давления двигателя (КВД). Учитывая, что отбор воздуха от КВД приводит к существенному па-

дению мощности двигателя, приняты ограничения по величине отбора (по нормативной документации ОАО «Газпром» - не более 2% от расхода циклового воздуха). Опыт показывает, что при такой схеме требуемый температурный режим подогрева циклового воздуха надежно не обеспечивается. Так, результаты эксплуатации ГПА-25НК на КС «Починовская» и ГТЭС на Безымянской ТЭЦ в г. Самаре показали, что при отборе воздуха от КВД ГТД до 3% от расхода циклового воздуха подогрев его составлял до 4 °C, а при наличии тепловой изоляции подводящих труб - 5 °C. Кроме этого, измеренный уровень шума при включенной системе ПОС достигал величины 100...107 дБА, что объясняется сверхзвуковым истечением воздуха из отверстий коллекторов ПОС (абсолютное давление воздуха, отбираемого от КВД, перед выходными отверстиями в коллекторах ПОС составляет 6...8 кгс/см²).

Таким образом, недостатком традиционных схем систем обогрева циклового воздуха является прямая зависимость величины подогрева от отборов воздуха от компрессора высокого давления ГТД, и, как следствие, отсутствие запаса по величине подогрева, высокий уровень шума.

Альтернативный вариант системы ПОС был предложен и применен ОАО «СНТК им. Н.Д.Кузнецова» на газоперекачивающих агрегатах ГПА-Ц16Р и «Волга» с двигателем НК-38СТ (патент РФ 205601) [2]. Отличительной особенностью этого варианта является применение двухрежимной эжекторной схемы, где на основном режиме в качестве активного используется воздух, отбираемый от компрессора низкого

давления (КНД) ГТД, и в качестве эжектируемого – воздух, отбираемый из продувочного контура двигателя НК-38СТ. Экстремальный режим (при наличии неблагоприятного сочетания относительной влажности и осадков) предусматривает использование дополнительного отбора горячего воздуха от КВД (0,5%...1,0%). Такая схема позволила снизить отборы воздуха от КВД с 3,5 кг/с до 0,7 кг/с, существенно снизить уровень шума [3].

Эжекторная схема ПОС применена также на ГПА-12 «Урал» (НПО «Искра», г.Пермь). Отличительной особенностью этой схемы является то, что в качестве эжектируемого применялся воздух из системы охлаждения ГТД (отбираемый из-под защитного кожуха ГТД), а в качестве активного – воздух, отбираемый от КВД ГТД [4].

Из изложенного следует, что на ГПА необходимо использовать комбинированные системы ПОС КВОУ, которые позволяют обеспечить необходимый запас по подогреву воздуха, при этом отбор воздуха от компрессора ВД может быть снижен.

На ОАО «Моторостроитель» для ГПА «Нева-25НК» совместно с ОАО «СНТК им. Н.Д.Кузнецова» разработана схема ПОС, предусматривающая применение эжектора, в котором происходит смешение активного горячего воздуха, отбираемого от КВД ГТД (до 2% от расхода циклового воздуха), и пассивного, менее горячего воздуха, отбираемого от КНД ГТД (см. рис.3). Указанная схема позволяет ограничить отбор воздуха от КВД ГТД, и иметь необходимый запас по величине подогрева. Схема позволяет обеспечить стабильность расхода в системе ПОС во всем диапазоне эксплуатационных режимов ГТД. Кроме того, в результате смешения достигаются параметры воздуха, обеспечивающие его дозвуковое истечение из отверстий коллекторов ПОС (и, следовательно, приемлемый уровень шума).

Величины подогрева определялись исходя из закона сохранения энергии по следующим формулам:

$$T_{CM1}^* = \frac{G_{кнд} \cdot T_{кнд}^* + G_{квд} \cdot T_{квд}^*}{G_{кнд} + G_{квд}};$$

$$T_{CM2}^* = \frac{G_{дв} \cdot T_n + T_{CM1} (G_{кнд} + G_{квд})}{G_{дв} + (G_{кнд} + G_{квд})};$$

$$\delta t = T_{CM2} - T_n,$$

где $G_{дв}$, $G_{кнд}$, $G_{квд}$ - расход циклового воздуха, отборы воздуха от КНД и КВД соответственно; T_n , $T_{кнд}$, $T_{квд}$ - абсолютная температура атмосферного воздуха на входе в ВОУ ГПА, абсолютные температуры отбираемого воздуха от КНД и КВД; δt - подогрев циклового воздуха.

Определено, что для подогрева циклового воздуха на $\sim 8^\circ\text{C}$ в условиях температуры наружного воздуха плюс 5°C , относительной влажности 100%, величины необходимых отборов воздуха составляют: от КНД $G_{кнд} = 2,0$ кг/с, от КВД $G_{квд} = 1,8$ кг/с. Такой подогрев обеспечивает снижение относительной влажности до величины 55%.

При опытно-промышленной эксплуатации ГПА «Нева-25НК» на КС-17 «Грязец» ООО «Севергазпром» получены результаты, подтверждающие эффективность работы ПОС и расчетную величину подогрева циклового воздуха. Уровень шума при работе ПОС не превышает санитарных норм.

Внешний вид наружной (коллекторной) части системы ПОС ГПА «Нева-25НК» показан на рис. 4.

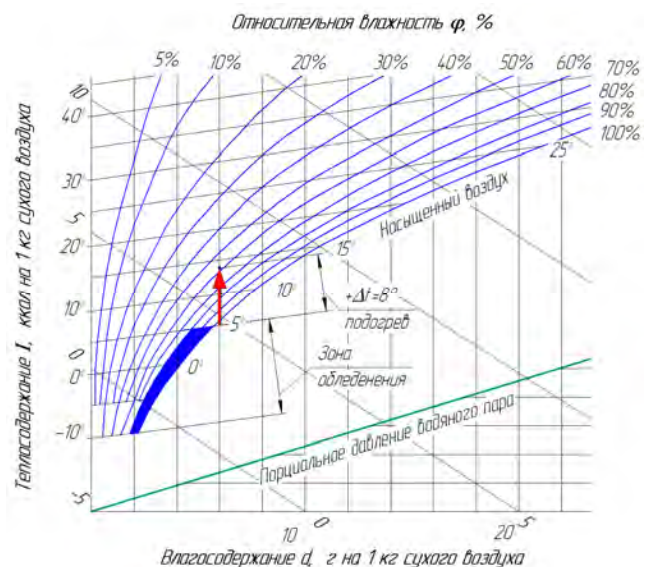


Рис.1. Номограмма относительной влажности воздуха

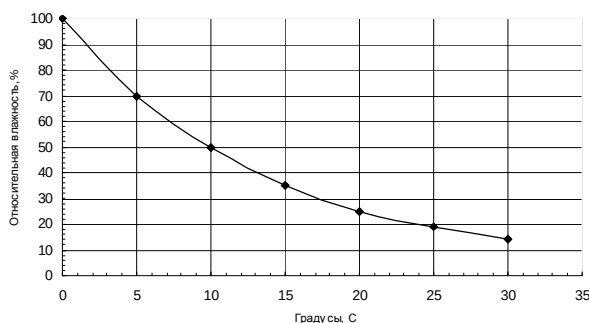


Рис. 2. Влияние величины подогрева на относительную влажность воздуха

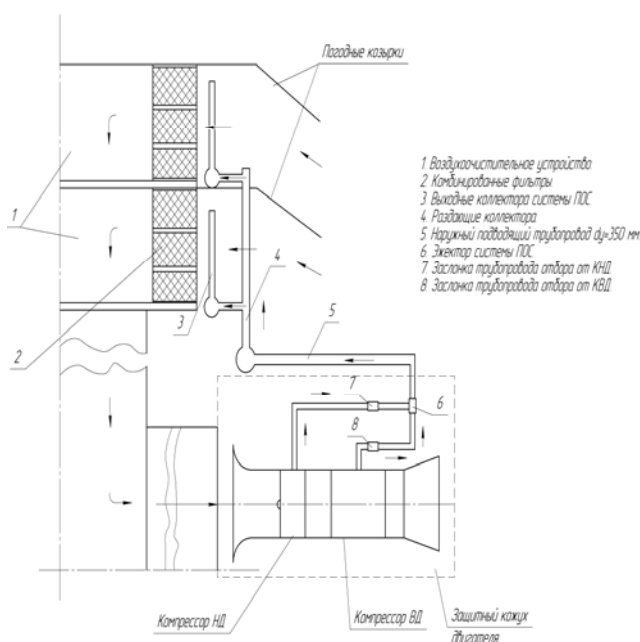


Рис. 3. Состав противообледенительной системы ГПА «Нева-25НК»

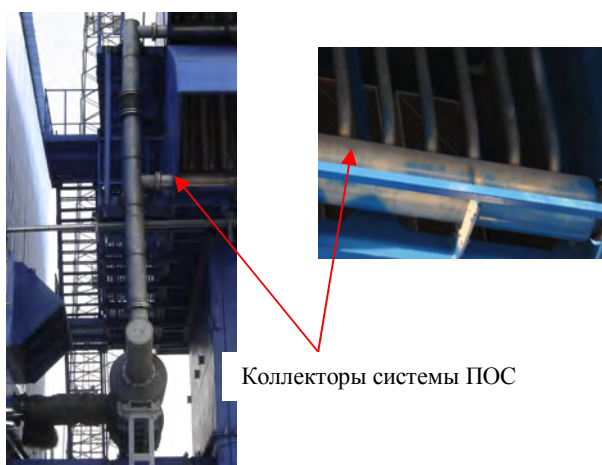


Рис. 4. Внешний вид наружной (коллекторной) части системы ПОС ГПА «Нева-25НК»

Выводы. В системе подогрева циклового воздуха для ГПА «Нева-25НК» реали-

зована эжекторная схема со смешением активного горячего воздуха, отбираемого от КВД и пассивного, менее горячего воздуха, отбираемого от компрессора низкого давления.

Такая схема позволила:

- при ограниченном (до 1,8%) отборе воздуха от КВД обеспечить относительно более высокую (до 8°C) степень подогрева циклового воздуха по сравнению с традиционными схемами;
- обеспечить постоянство расхода воздуха в системе ПОС во всем диапазоне эксплуатационных режимов;
- обеспечить уровень шума, соответствующий санитарным нормам.

Библиографический список

1. Тесленко, А.И. Обледенение авиационных газотурбинных двигателей/ А.И. Тесленко.- М.: Оборонгиз, 1961.
2. Газотурбинная установка с противообледенительным устройством / Ю.А. Климнюк [и др.] // Пат. №2095601 РФ. 10.12.93г.
3. Гриценко, Е.А. Результаты испытаний высокоэффективной противообледенительной системы ВОУ ГПА-Ц16 НК-38 на компрессорной станции «Тольяттинская»/ Е.А. Гриценко, Ю.И. Климнюк, О.А. Степаненко Газотурбинные технологии». -2002- №4.
4. Будусов, В. Система подогрева циклового воздуха ГПА серии «Урал» / В. Будусов, А. Кобелев, А. Токранов // «Газотурбинные технологии». - 2001. - №3 (13).

References

1. Teslenko A.I., Icing of the gas turbine aviation engines. Department of defense of the USSR.
2. Patent of RF №2095601, "Gas turbine setting with anti-icing device".
3. Gritsenko E.A., Klimnyuk Yu.I., Stepanenko O.A. The test results of highly effective anti-icing systems for the GPU C-16 NK-38 at the compressor station "Tolyattinskaya". «Gas turbine technologies». № 4, 2002.
4. Budusov V., Kobelev A., Tokranov A., The system of warming up the cyclic air in the series "Ural" GPU. «Gas turbine technologies». № 3(13), 2001.

CYCLE AIR HEATING SYSTEM OF GAS PUMPING UNIT NEVA- 25NK

© 2009 D. G. Fedorchenko¹, A. V. Fedosov², Yu. I. Klimnyuk¹, V. I. Tsibisov²

¹Scientific-technical Complex named after N.D. Kusnetsov

²JSC Motorostroitel

An ice protection system for gas pumping unit Neva-25NK with NK-36ST engine is developed. The results of full-scale test are presented providing validation of the required parameters.

Cycle air heating system, gas pumping, ice protection system

Информация об авторах

Федорченко Дмитрий Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета, Генеральный конструктор Самарского научно-технического комплекса имени Н.Д. Кузнецова. Тел. (846) 998-59-00. E-mail: sntk@samtel.ru. Область научных интересов: динамика и прочность, конструкция авиационных двигателей и энергетических установок.

Федосов Александр Викторович, главный конструктор ОАО «Моторостроитель», г. Самара. Тел. (846) 992-68-68. E-mail: scb@motor-s.ru. Область научных интересов: конструкция энергетических установок.

Климнюк Юрий Иванович, начальник отдела Самарского научно-технического комплекса имени Н.Д. Кузнецова. Тел. (846) 998-59-00. E-mail: sntk@samtel.ru. Область научных интересов: термодинамика.

Цибизов Владимир Ильич, начальник отдела ОАО «Моторостроитель», г. Самара. Тел. (846) 992-68-68. E-mail: scb@motor-s.ru. Область научных интересов: конструкция энергетических установок.

Fedorchenko Dmitry Gennadyevich, candidate of technical science, general designer of Scientific-technical Complex named after N.D. Kusnetsov. Phone: (846) 998-59-00. E-mail: sntk@samtel.ru. Area of research: Dynamic and Strength, Aircraft Engines Design and the Power Stations.

Fedosov Alexandr Viktorovich, chief designer of Special Design Bureau on Gas Pumping unit & Power Stations, JSC Motorostroitel. Samara, Phone: (846) 992-68-68. E-mail: scb@motor-s.ru. Area of research: Power Stations.

Klimniuk Yuriy Ivanovich, head of section of Scientific-technical Complex named after N.D. Kusnetsov, Samara. Phone: (846) 998-59-00. E-mail: sntk@samtel.ru. Area of research: thermodynamic.

Tsibisov Vladimir Ilyich, head section of Special Design Bureau on Gas Pumping unit & Power Stations, JSC Motorostroitel. Samara. Phone: (846) 992-68-68. E-mail: scb@motor-s.ru. Area of research: Power Stations.

ЛАЗЕРНОЕ ИНИЦИИРОВАНИЕ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ

©2009 В. И. Мордасов¹, Н. А. Сазонникова¹, Е. Г. Иванова¹, Н. И. Лаптев², В. В. Пойлов²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет

²Самарский государственный технический университет

При использовании относительно высоких плотностей мощности возможен быстрый нагрев малых доз вещества до критической температуры. Использование лазеров для инициирования воспламенения является перспективным, так как позволяет в больших диапазонах достаточно точно измерять, какое количество энергии затрачено для воспламенения и скорость, при которой данная энергия освобождается. Исследователь имеет возможность контролировать, какое количество вещества нагрето лазерным излучением. Важным преимуществом такой системы является возможность проконтролировать и измерить время срабатывания пиропатрона.

Оптическое волокно, полупроводниковый лазер, инициирование детонации

Оптоволоконные системы с полупроводниковыми лазерами в качестве источников излучения являются перспективными средствами однократного применения в системах двигателей летательных аппаратов. Основными компонентами таких систем являются полупроводниковые лазеры, оптические волокна или кабели, устройства согласования источника излучения с волокном, оптические соединители, распределители и др. [1,2] Применение элементов волоконной оптики в системах инициирования взрывной и пиротехнической автоматики исключает влияние помех. Данные системы позволяют формировать линии задержки в зависимости от длины волокна [1-4], осуществлять временное мультиплексирование сигналов и выделять полосы пропускания при использовании различных оптических элементов и создавать многоканальные системы инициирования. Для построения систем инициирования горения и детонации использовался полупроводниковый лазер с мощностью излучения 5Вт со встроенным отрезком оптического волокна. Из-за ограниченности информации в сопроводительной документации на полупроводниковые лазеры требуется проведение дополнительных экспериментальных исследований для определения рабочих характеристик. Неотъемлемой частью исследований по созданию систем инициирования является построение диагностических систем для исследования процессов взрыва. Оптические измерительные системы позволяют осуществ-

лять бесконтактную диагностику быстропротекающих процессов с разрешением по времени. В настоящее время известны экспериментальные работы, направленные на изучение предвзрывных явлений при ударно-волновом и лазерном инициировании бризантных взрывчатых веществ [1,8]. Изучена начальная стадия разрушения ВВ при прямом лазерном инициировании. Для создания подобных систем требуется проведение дополнительных работ по исследованию зависимостей характеристик процессов взрыва от режимов генерации лазерных излучателей, выбору типа излучателя и обеспечению безопасных условий транспортировки лазерного излучения к поверхности ВВ.

Оптическое волокно состоит из сердцевины диаметром 3...125 мкм, отражающей оболочки и защитного полимерного покрытия. Попадая в волокно, излучение многократно отражается от границы раздела сердцевины и оболочки, благодаря чему распространяется по волокну. Предельная мощность вводимого излучения ограничена тепловой стойкостью волокна, которая в несколько раз ниже, чем для оптических стекол, что связано с концентраторами напряжений, возникающими при изготовлении волокна.

Применение волоконной оптики исключает попадание другого направленного излучения, сравнимого по мощности с командным. Малая апертура применяемых оптических волокон не позволяет проходить случайным световым сигналам. Важным

преимуществом такой системы является возможность проконтролировать и измерить время срабатывания пиропатрона. Величина внешней помехи радиочастотного диапазона ограничена температурой оптических волокон при диэлектрическом нагреве. Необходимо отметить технологичность подобного устройства, так как не требуется строгого выравнивания торцов оптических волокон и плоскости заряда. Между окном и концом жгута оптических волокон не существует плотного контакта. Концы волокон обрабатываются сколом.

Для построения подобных систем необходимо экспериментально определить характеристики источника излучения и компонентов оптоволоконной системы для обеспечения высокой эффективности ввода излучения источника в волокно, низких потерь на согласование компонентов оптоволоконной системы и затухание излучения при транспортировке.

Для транспортировки излучения целесообразно использовать оптоволоконный кабель на основе многомодового волокна, так как указанный источник излучения имеет достаточно большие размеры активной области и достаточно высокую мощность излучения, которую сложно передать через единичное волокно. Преимуществом применения оптоволоконных кабелей являются их малые размеры и масса по сравнению с электрическими кабелями, механическая прочность и защита от влияния окружающей среды, что существенно снижает потери при транспортировке излучения.

Чтобы обеспечить минимальное ослабление сигнала в соединении, нужно выдерживать очень жесткие допуски на положение соединяемых волокон [2,6].

Очевидно, в частности, что переход света из одного волокна другое, имеющее меньшую сердцевину или меньшую числовую апертуру, происходит с потерями, связанными с уменьшением геометрических площадей (рис. 1). В первом приближении потери пропорциональны отношению площадей сердцевин или отношению квадрата числовых апертур [3]. Большая часть соединений осуществляется путем совмещения наружных поверхностей

волокон (оптической оболочки или первичного покрытия), а не сердцевин, которая в большинстве случаев оказывается недоступной. Из этого вытекает, что в случае недостаточной концентричности сердцевин относительно наружной поверхности невозможно избежать несоосности сердцевин, а, следовательно, и потерь.

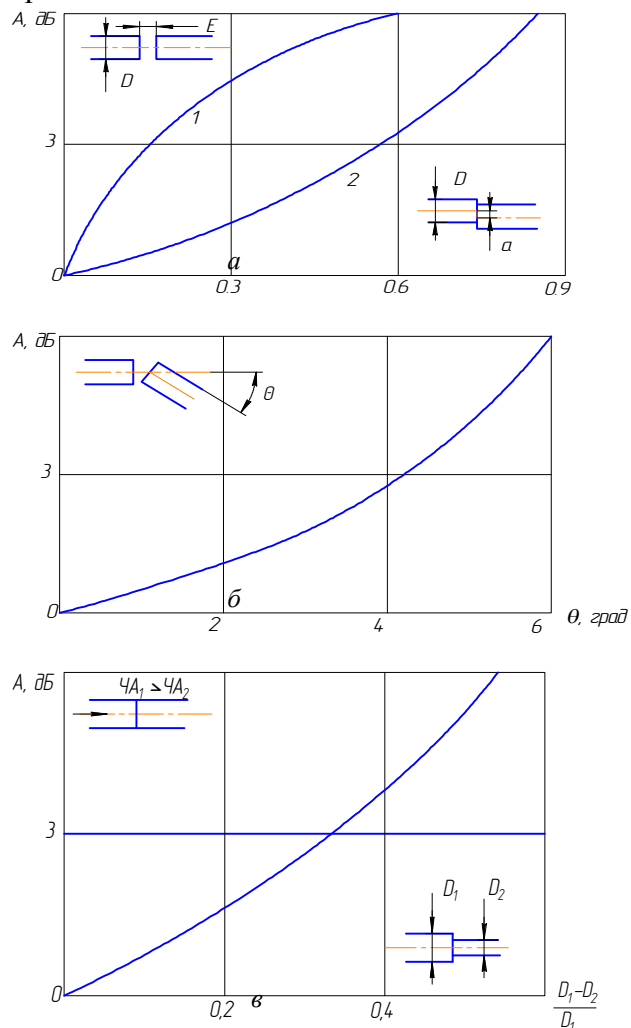


Рис.1. Экспериментальные зависимости величины ослабления сигнала при согласовании волокон от зазора (а, зависимость 1), осевого рассогласования (а, зависимость 2), углового смещения (б) и разности числовых апертур (в)

Выявлено, что эффективность ввода излучения определяется следующими факторами: тип лазера: модовый состав излучения, диаметр пятна, расходимость излучения, диаграмма направленности, астигматизм; состояние поверхности волокна: вид обработки (шероховатость), наличие загрязнений, форма среза; числовая апертура волокна, диаметр сердцевин (эффективность ввода падает с понижением

диаметра), эксцентриситет сердцевины; согласование числовых апертур и волновых фронтов источника излучения и волокна, точность совмещения осей источника излучения и волокна; вид устройства согласования: дискретные линзы и микролинзы, микролинзы цилиндрические и конические, выполненные на торце волокна, цилиндрические и градиентные линзы, устройства точной механики для совмещения осей источника излучения и волокна [7]. В настоящее время возможно осуществить ввод излучения в волокно с потерями на уровне 1дБ, температурная погрешность составляет 0,1дБ.

Оптоволоконный детонатор (рис. 2) включает в свой состав узел фокусирующей оптики и узел запала. Фокусирующая система коллимирует световой пучок, выходящий из сердцевины волокна, диаметром 100 мкм, и затем фокусирует в пятно требуемого размера на поверхности вещества. Запал соединен с узлом фокусирующей оптики, воспламеняемое вещество напрессовано в центре сапфирового окна, которое соединено с узлом фокусирующей оптики.

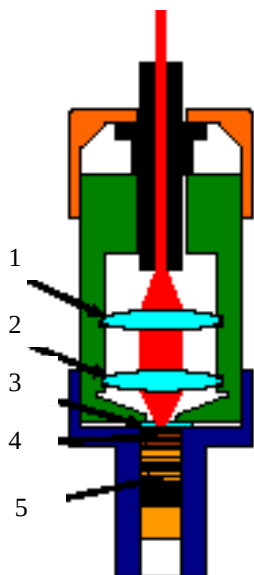


Рис.2. Схема лазерного детонатора:

1 – коллимирующая линза; 2 – фокусирующая линза;
3 – сапфировое окно; 4 – первичное инициирующее вещество; 5 – детонирующий компонент

При использовании полупроводниковых лазеров в оптоволоконных системах наиболее важными являются следующие излучательные характеристики: ватт-

амперная характеристика, вольт-амперная характеристика, конфигурация диаграммы направленности и положение оси диаграммы направленности, а также временная стабильность указанных характеристик.

Оптическое волокно обладает свойством задерживать сигнал на время, пропорциональное своей длине [4]. В волокне со средним показателем преломления 1,5 время распространения оптического сигнала составляет 5 нс/м. Преимуществом данного способа формирования линии задержки является простота регулирования. Достаточно обрезать волокно на расстоянии, соответствующем требуемой задержке, при этом обеспечивается точность не ниже 1 нс. Возможно также применение акустических линий задержки, в этом случае потери пропорциональны корню квадратному из частоты, что приводит к искажению амплитуды и фаз задержки сигналов. Для оптических линий задержки искажения отсутствуют, если ширина спектра сигнала меньше полосы пропускания волокна.

Проведены экспериментальные исследования лазерного диода IDL 1000 М 808С, серийно выпускаемого НПО «Полус» (г. Москва) с целью определения основных режимов эксплуатации и излучательных характеристик. Указанный лазерный диод имеет квантоворазмерную структуру на основе тройной системы AlGaAs, что позволяет обеспечить высокую стабильность диаграммы направленности. Установлено, что отличительными особенностями лазерного диода IDL 1000 М 808С являются узкие диапазоны рабочих значений тока и напряжения на р-п переходе, что связано с высоким значением дифференциальной эффективности (угла наклона ватт-амперной характеристики). Это обеспечивает высокую стабильность заданной величины выходной мощности лазерного излучения. Недостатками данного лазерного диода являются отсутствие возможности регулирования мощности, степени когерентности и модового состава излучения, которые определяют уровень потерь при распространении излучения в оптическом волокне и ограничивают область применения лазерного диода [5].

Приведен расчет параметров использования волоконной оптики, исключающей попадание другого направленного излучения, сравнимого по мощности с командным. Малая апертура применяемых оптических волокон не позволяет проходить случайным световым сигналам. Важным преимуществом такой системы является возможность проконтролировать и измерить время срабатывания взрывной и пиротехнической автоматики. Величина внешней помехи радиочастотного диапазона ограничена температурой оптических волокон при внутреннем нагреве. Необходимо отметить технологичность систем инициирования горения и детонации ВВ, так как не требуется строгого выравнивания торцев оптических волокон и плоскости заряда пиропатрона.

В расчетах параметров инициирования горения и детонации ВВ учитывается, что эффективность ввода излучения в волокно определяется следующими факторами: тип лазера (модовый состав излучения, диаметр пятна, расходимость излучения, диаграмма направленности, астигматизм), состояние поверхности волокна, числовая апертура волокна, диаметр сердцевинки, согласование числовых апертур и волновых фронтов источника излучения и волокна, точность совмещения осей источника лазерного излучения и волокна, вид устройства согласования.

Рассмотрена задача о нагреве полуограниченного тела постоянным потоком мощного лазерного излучения. Здесь полуограниченное тело, имеющее равномерную начальную температуру T_0 , нагревается с ограничивающей поверхности постоянным потоком лазерного излучения q_c . Профиль температуры тела в любой момент времени определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} &= a \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2}, \quad t > 0, \quad 0 < x < \infty, \\ T(x,0) &= T_0 = \text{const}, \\ q(x,t) &= -\lambda \frac{\partial T(x,t)}{\partial x}. \end{aligned} \quad (1)$$

Вопрос об очаговом воспламенении возникает в связи с проблемой чувствительности взрывчатых веществ к механическим воздействиям и лазерному

излучению. При механических воздействиях во взрывчатом веществе возникают очаги разогрева. В определенных условиях ВВ в местах этих очагов разогрева может воспламениться и вызвать воспламенение всей массы ВВ. В задаче об очаговом воспламенении пути и механизмы образования очагов разогрева не рассматриваются, а рассматривается готовый единичный очаг разогрева идеальной П-образной формы [9,10].

Температура очага воспламенения T_0 , его размер $2r$, температура окружающей среды T_∞ определяются критическими условиями и периодом индукции лазерного воспламенения. Так как размеры очагов разогрева обычно намного меньше размера массы ВВ, то окружающая очаг холодная масса ВВ принимается бесконечной. Тепловое воспламенение при воздействии мощных лазерных потоков на ВВ применительно к задаче об очаговом воспламенении для реакции нулевого порядка в безразмерном виде описывается уравнением

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \exp \frac{\theta}{1 + \beta \theta} + \frac{1}{Fk} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial \xi^2} + \frac{n}{\xi} \frac{\partial \theta}{\partial \xi} \right), \quad (2)$$

$$\theta(\xi, 0) = \begin{cases} 0 & \text{при } \xi \leq 1, \\ -\theta_0 & \text{при } \xi > 1. \end{cases}$$

Безразмерные переменные:

$$\theta = \frac{E}{RT_0^2} (T - T_0), \quad \xi = \frac{x}{r},$$

$$\tau = t \frac{Qk_0}{c} \frac{E}{RT_0^2} \exp \left(-\frac{E}{RT_0} \right). \quad (3)$$

Безразмерные параметры:

$$Fk = \frac{Q\rho k_0}{\lambda} \frac{E}{RT_0^2} \exp \left(-\frac{E}{RT_0} \right),$$

$$\theta_0 = \frac{E}{RT_0^2} (T_0 - T_\infty), \quad \beta = \frac{RT_0}{E}. \quad (4)$$

Здесь введены обозначения: Q – удельная энергия взрыва, k_0 – показатель адиабаты, Fk – параметр Франк-Каменецкого.

Наиболее корректное решение задачи об очаговом воспламенении получено путем численного счета на ЭВМ. Развитие воспламенения удобнее всего наблюдать по изменению во времени температуры в

центре очага. При небольших значениях Fk происходит быстрое остывание очага без разогрева. При большем значении Fk температура в очаге сначала растет, затем уменьшается. При очень больших значениях Fk температура растет взрывным образом. Условие воспламенения при лазерном инициировании выполняется для значений Fk , превышающих некоторое критическое значение Fk .

С другой стороны параметр θ_0 характеризует температурный напор очага разогрева. Его величина выбирается в интервале $4 < \theta_0 < 25$. Температуру очага $\theta_0 < 4$ нельзя рассматривать из условия, что реакция в окружающей массе вещества становится соизмеримой с реакцией в очаге. Зависимость $\theta_0(T_0)$ имеет максимум, который для типичных значений E не может быть больше 25 для возможных значений температуры T_0 [7,8].

Численное решение очаговой задачи в процессе взаимодействия потоков мощного лазерного излучения с ВВ с уравнением химической кинетики показало, что при

малых значениях параметра $\gamma = \frac{c}{Q} \frac{RT_0^2}{E}$

выгорание практически не влияет на характеристики процесса. Химическая реакция в окружающей массе также не оказывает никакого влияния на закономерности очагового воспламенения. Если вместо очага разогрева рассматривать ВВ с начальной температурой T_0 в термостатированном сосуде, где поверхность поддерживается при постоянной температуре T_∞ , то и в данном случае характеристики воспламенения практически не отличаются от рассмотренных выше.

Отметим, что вышеизложенные результаты относятся к задаче о воспламенении вещества лазерным излучением только в очаге разогрева. Распространение воспламенения из очага разогрева в окружающую холодную массу ВВ здесь не рассматривается. Но знание закономерностей такого распространения имеет важное значение. Очаг может воспламениться, выгореть, но не воспламенить окружающую массу. Приближенное условие распространения горения за пределы

воспламенившегося очага разогрева имеет вид [10]

$$r \geq (n+1) \frac{a}{u} \frac{Q}{c(T_0 - T_\infty)}, \quad (5)$$

где u — линейная скорость горения.

При построении лазерных систем инициирования с использованием оптоволоконной потери энергии лазерного излучения к веществу определяются следующими факторами: тип излучателя, модовый состав излучения, диаметр пятна, расходимость излучения, диаграмма направленности, астигматизм; состояние поверхности волокна, числовая апертура волокна, диаметр сердцевинки; согласование числовых апертур и волновых фронтов источника излучения и волокна; вид устройства согласования. Эффективность ввода падает с понижением диаметра волокна. При построении лазерных детонаторов целесообразно использование полупроводниковых лазеров с мощностью излучения не менее 1 Вт при непрерывном режиме работы со встроенным отрезком оптоволоконной. Для транспортировки лазерного излучения следует использовать оптические шнуры, изготовленные на основе оптоволоконной с диаметром сердцевинки не менее 50 мкм. В этом случае достигаются потери мощности в системе на уровне 1 дБ.

Библиографический список

1. Ципилев, В.П. Стенд для исследования кинетики взрывного разложения конденсированных сред при воздействии импульсов лазерного излучения [Текст] / В.П. Ципилев // Изв. Томс. политехн. ун-та. - 2003. - Т. 306. - №4. - С. 99-103.
2. Мартынов, В.Н. Полупроводниковая оптоэлектроника. [Текст] / В.Н. Мартынов, Г.И. Кольцов - М.: МИСИС, 1999. - 399 с.
3. Грузевич, Ю.К. Волоконная и интегральная оптика [Текст] учеб. пособие / Ю.К. Грузевич, В.А. Солдатенков. - М.: МГТУ, 1999. - Ч.2. - 61 с.
4. Таржанов, В.И. Предвзрывные явления при быстром инициировании бризантных взрывчатых веществ [Текст] // Физика горения и взрыва. - 2003. - Т.39. - №6. - С.3-11.
5. Бутусов, М.М. Волоконная оптика и приборостроение [Текст] / М.М. Бутусов [и др.]; под общ. ред. М.М. Бутусова. - Л.:

Машиностроение, Ленинградское отд., 1987. – 328 с.

6. Окоси, Т. Волоконно-оптические датчики [Текст] / Т. Окоси, К. Окамото, М.Оцу, [и др.]; под ред. Т. Окоси. Л: Энергоатомиздат, Ленинградское отд., 1990. – 256 с.

7. Калашников, В.В. Иницирование излучением полупроводникового лазера горения и детонации высокоэнергетических веществ [Текст] / В.В. Калашников, Н.И. Лаптев, В.И. Мордасов [и др.]. - Самара: Изд-во Самар. гос. техн. ун-та, - 2006. – 112 с.

8. Таржанов, В.И. Быстрое иницирование высокоэнергетических веществ. Особые режимы детонирования [Текст] / В.И. Таржанов. Ядерный центр РФ/ВНИИТФ. - Снежинск, 1988. – 166 с.

9. Андреев, К.К. Теория взрывчатых веществ [Текст] / К.К. Андреев, А.Ф. Беляев [и др.]; под ред. К.К. Андреева.- М.: Оборонгиз, 1963. – 578 с.

References

1. Tsipilev, V.P. The installation for investigation of condensing medium explosive destruction at the laser radiation pulses action [Text]/V.P. Tsipilev//Tomsk: Issue of Tomsk polytechnical university. – 2003. – V. 306. – №4. – P. 99-103.

2. Martynov, V.N. Semiconductor optoelectronics. [Text]/V.N., Martynov, G.I. Koltsov: //Moscow: MISIS, 1999. – 399 p.

3. Gruzevich, U.K. Fiber and integrated optics [Text]/ U.K. Gruzevich, U.K.

Soldatenkov: Educational book//Moscow: Moscow State technical University, 1999. – Chapter.2 – 61 p.

4. Tarzhanov, V.I. Preliminary explosive phenomenon at high speed initiation of explosive materials [Text]/ V.I. Tarzhanov//Physics of combustion and explosion. –2003. – V.39. –№6. – p.3-11.

5. Butusov, M.M. Fiber optics and instruments construction [Text] /M.M. Butusov, S.L.Galkin, S.P.Orobinsky [and others]. Under M.M. Butusov redaction. Leningrad: Mashinostroenye, Leningr.dep., 1987. – 328 p.

6. Okosy, T. Fiber-optics detectors [Text]/T. Okosy, K. Okamoto, M.Otsuy, H. Nisihara [and others]; under T. Okosy redaction. Leningrad: Energoatomizdat, Leningrad dep.. 1990 – 256 p.

7. Kalashnikov, V.V. High energy materials combustion and detonation priming by semiconductor laser radiation [Text]/ Kalashnikov V.V., Laptev N.I., Mordasov [and others]. Samara: Samara state technical university. – 2006. – 112 p.

8. Tarzhanov, V.I.. High speed priming of high energy materials. Special conditions of detonating [Text]/Tarzhanov V.I. // Snezhinsk :Nuclear center, Russia /VNIITF.– 1988. – 166 p.

9. Andreev, K.K. Theory of explosive materials [Text]/K.K. Andreev, A.F. Belyaev A.F., A.I.Golbinder [and others]; under K.K. Andreev redaction. Moscow: “Oborongiz”.– 1963. – 578 p.

THE LASER PRIMING OF HIGH ENERGY MATERIALS IGNITION

© 2009 V. I. Mordasov¹, N. A. Sazonnikova¹, E. G. Ivanova¹, N. I. Laptev², V. V. Poylov²

¹Samara State Aerospace University

²Samara State Technical University

By using relatively high laser power densities, it is possible to quickly heat this small portion of the explosive to the critical temperature. The application of lasers to initiate explosives is advantageous because it allows the researcher to closely control and measure how much energy is delivered to the explosive and the rate at which that energy is delivered. The researcher has some degree of control over how much of the explosive material is heated by the laser. This is accomplished primarily by varying the spot size produced by the laser, as control over the penetration depth of the laser light into the explosive is much more limited and difficult to measure.

Optical fiber, semiconductor laser, detonation priming

Информация об авторах

Мордасов Василий Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры Автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-65. Область научных интересов: лазерные информационно-измерительные системы, исследование взаимодействия высокоэнергетических потоков излучения с твердыми веществами.

Сазонникова Надежда Александровна, кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры Автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-46-65. E-mail: nasazonnikova@yandex.ru. Область научных интересов: лазерные информационно-измерительные системы диагностики состояния поверхности конструкционных материалов.

Иванова Елена Георгиевна, аспирант кафедры Автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-46-65. Область научных интересов: исследование процессов горения и детонации высокоэнергетических веществ.

Лаптев Николай Илларионович, доктор технических наук, профессор, директор научно-исследовательского института Проблем конверсии и высоких технологий Самарского государственного технического университета. Тел. (846) 337-06 28. Область научных интересов: исследование процессов горения и детонации высокоэнергетических веществ.

Пойлов Вениамин Валентинович, доцент, заведующий отделом научно-исследовательского института Проблем конверсии и высоких технологий Самарского государственного технического университета. Тел. (846) 337-03-53. Область научных интересов: исследование процессов горения и детонации высокоэнергетических веществ.

Mordasov Vasily Ivanovich, the doctor of technical sciences, professor of Automatic systems of energy devices department of Samara state aerospace university. Phone: (846) 267-46-65. Area of research: laser measurement systems and laser and high energy materials interaction.

Sazonnikova Nadezhda Aleksandrovna, candidate of technical sciences, the older science worker of Automatic systems of energy devices department of Samara state aerospace university. Phone: (846) 267-46-65. E-mail: nasazonnikova@yandex.ru. Area of research: laser measurement systems.

Ivanova Elena Georgievna, the postgraduate of Automatic systems of energy devices department of Samara state aerospace university. Phone: (846) 267-46-65. Area of research: laser measurement systems.

Laptev Nikolay Illarionovich, the doctor of technical sciences, professor, the head of Conversion and high technologies institute of Samara state technical university. Phone: (846) 337-06 28. Area of research: investigation of combustion and detonation processes in high energy materials.

Poylov Veniamin Valentinovich, candidate of technical sciences, the head of department of Conversion and high technologies institute of Samara state technical university. Phone: (846) 337-03-53. Area of research: investigation of combustion and detonation processes in high energy materials.

ПРОИЗВОДСТВО И ТЕХНОЛОГИЯ ПОЛУЧЕНИЯ ЛЕГИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ С МИКРОКРИСТАЛЛИЧЕСКОЙ СТРУКТУРОЙ

©2009 С. Ф. Тлустенко, А. М. Бибилов, Л. В. Журавель, А. А. Коптев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Моделирование литейных процессов позволяет разработать аналитическое представление взаимосвязей факторов и компонентов процесса и изменять температурные режимы, применять механические магнитные и акустические воздействия на расплав в процессе его кристаллизации. Появляется возможность получения характеристик металла в зависимости от структуры и фазового состава.

Легирование, переохлаждение, рельеф, структура, кристаллизатор, выносливость, ультрадисперсная монокристаллическая структура

В конце XX века в мировой практике начали внедряться технологии литья деталей методами направленной кристаллизации и монокристалльного литья. Наметила устойчивая тенденция к изучению и разработке технологий литья крупногабаритных заготовок типа фасонных деталей шасси самолетов и др., силовых деталей в самолетостроении с мелкозернистой структурой для значительного повышения усталостной прочности изделий и обеспечения изотропности свойств по всем направлениям.

Фирма Haumet Co., США, разработала и освоила процесс Microsoft-X, позволяющий получить мелкозернистую структуру в отливках за счет низкой температуры заливки металла в форму с перегревом на $T_{\text{ликв}} \sim 11^\circ \text{C}$ [1].

Для достижения эффекта повышения усталостной прочности литых деталей разработчик рекомендует стремиться и к микроскопическим размерам неметаллических включений, а рассеянную пористость залечивать гидростатической обработкой.

Авторы статьи с 80 годов прошлого столетия также занимаются разработкой технологии литья деталей с мелкой и субмикрокристаллической структурой.

Впервые гипотезу о возможности получения в отливках ультрамелкой структуры выдвинул Ацуми Оно [2]. Он объяснил появление чрезвычайно мелких зерен распадом дендритных осей – зародышей равноосных зерен с последующей коагуляцией обломков и формированием субмикрокристаллической структуры.

Согласно теории кристаллизации, например, уменьшение размеров зерна материала в 10 раз приводит к увеличению прочности примерно в 3 раза, а при дальнейшем уменьшении зерна мы сталкиваемся с эффектом сверхпластичности [3]. Практическое подтверждение гипотеза А. Оно получила в работах других исследователей, в которых описано образование гранулярной структуры в тонких пленках, полученных из жидкого состояния при большой скорости охлаждения.

Для повышения плотности и получения мелкой структуры можно использовать в качестве инокуляторов отработанную в дробе-метных камерах предварительно просеянную стальную дробь. Необходимо учитывать, что введение в расплав различных твердых, в основном окисленных, модификаторов приводит к пересыщению металлов различными окислами и ухудшению свойств изделий. При этом в применяемых технологиях при производстве любых отливок технологи пытаются использовать разнообразные способы направленного теплоотбора. Авторы многих статей при разработке методик не учитывают, что в основе всех существующих методов управления структурообразованием отливок лежит использование трех зависимостей [3]:

1. Зависимость скорости зарождения центров кристаллизации от переохлаждения расплава.

2. Зависимость линейной скорости роста кристаллов от переохлаждения.

3. Зависимость количества кристаллизованного расплава от времени, отводимого на кристаллизацию.

В процессе аналитического исследования предсказана и экспериментально подтверждена возможность получения центробежным и другими способами отливок со структурами от монокристаллических до ультрадисперсных из ряда технических расплавов при изменении интенсивности гравитационного поля центрифуги. Получена новая информация о поведении расплавов металлов в искусственных гравитационных полях при кристаллизации. В отличие от имеющейся информации о монотонном уменьшении размера зерна с ростом коэффициента гравитации получены и обоснованы сведения о явной нелинейности данной зависимости.

Анализируя нормированные зависимости Таммана (рис. 1), можно предположить то, что переохлаждение расплава, равное ΔT_{opt}^n , однозначно приведет к получению отливки с максимально измельченной структурой за счет роста количества зародышей (далее в гомогенной системе) при ограниченном объеме расплава без дополнительных модификаторов.

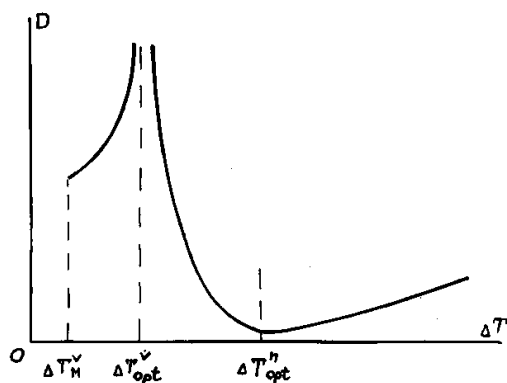


Рис. 1. Нормированные зависимости Таммана

Получение переохлаждений, соответствующих ΔT_{opt}^v , приведет к форсированному росту линейных размеров кристаллов.

Рост имеет место для систем гомогенного и гетерогенного типа. Обобщая эти выводы, можно синтезировать алгоритм по управлению крупностью зерна отливки, когда управляющим параметром является переохлаждение. В этом случае зависимость величины зерна отливки (произведенной

любым способом) от значения величины переохлаждения имеет вид, приведенный на рис.2.

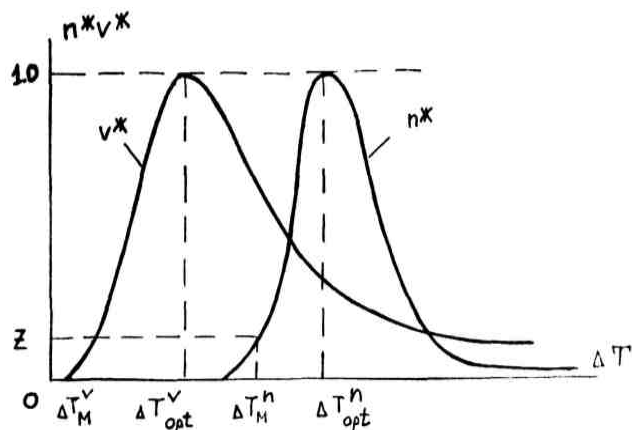


Рис. 2. Зависимость величины зерна отливки от создаваемого переохлаждения

Требуемое переохлаждение в расплаве (кроме обычных путей охлаждения) можно создать, формируя в расплаве поле давлений, распределенное любым способом.

Учитывая, что зависимость температуры кристаллизации расплава имеет вид

$$T_{kp}^{Px} = T_{kp}^{Po} + \alpha Px, \quad (1)$$

где T_{kp}^{Px} , T_{kp}^{Po} - температуры кристаллизации при давлениях Px и нормальном Po ; α - коэффициент принятой модели.

Можно получить искомую зависимость величины переохлаждения ΔT от Px в предположении, что расплав термостатирован на уровне температуры кристаллизации T_{kp}^{Po} :

$$\Delta T = T_{kp}^{Px} - T_{kp}^{Po} = \alpha Px. \quad (2)$$

Значения величины α для ряда металлов в сплавах следующие:

алюминий – $6,4 \cdot 10^{-2}$

медь – $4,2 \cdot 10^{-2}$

никель – $3,7 \cdot 10^{-2}$

железо – $3,1 \cdot 10^{-2}$

Соотношение степени переохлаждения и давления на расплав варьируется.

Отсюда следует, что для создания оптимального переохлаждения (адекватного значениям интервалов метастабильности) необходимо сформировать в расплаве давление несколько десятков МН/м², что при производстве, например, фасонных отливок в керамических формах просто неприемлемо.

Можно представить себе несколько иной способ использования давления для форсированного роста твердой фазы - либо за счет повышения скорости зародышеобразования $n^*(\Delta T)$, либо линейной скорости роста $v^*(\Delta T)$ кристаллов. Действительно, используя зависимость степени переохлаждения расплава от скорости охлаждения, можно изначально переохлаждать весь расплав до уровня, например, равного ΔT_m^n , и затем, сформировав в расплаве давление

$$Px_1 = \frac{1}{\alpha} (\Delta T_{opt}^n - \Delta T_m^n), \quad (3)$$

получить желаемый результат по структурообразованию отливки. Аналогичный результат может быть получен применительно к задаче укрупнения структуры:

$$Px_2 = \frac{1}{\alpha} (\Delta T_{opt}^v - \Delta T_m^v). \quad (4)$$

В данном случае для устойчивого управления структурой отливки необходимы гораздо меньшие давления Px_1 , Px_2 , так как

$$\begin{aligned} \Delta T_m^v &> \Delta T_{opt}^v - \Delta T_m^v, \\ \Delta T_m^n &> \Delta T_{opt}^n - \Delta T_m^n. \end{aligned} \quad (5)$$

Учитывая то обстоятельство, что значение, например, производной $\alpha n^*/\alpha(\Delta T)$ в интервале $\Delta T_m^n + \Delta T_{opt}^n$ превышает 10^{10} , нетрудно рассчитать требуемое давление, необходимое для увеличения скорости зародышеобразования в заданное количество раз

$$P_{x_1} = \frac{[z-1] \cdot n / \Delta T_m^n}{\alpha n^* / \alpha(\Delta T)}, \quad (6)$$

что в конечном итоге будет определять крупность зерна отливки.

При направленной кристаллизации расплавов и их объемном равномерном охлаждении в нелинейных гравитационных полях центрифуг и приведенном механизме влияния на n^* и v^* получаемого давления Px за счет наличия центробежных сил $F_{ц}$:

$$Px \approx 0,05\gamma \cdot x \cdot Kg, \quad (7)$$

где γ – удельный вес расплава;

x – удаление расплава от оси вращения;

Kg – коэффициент гравитации,

добавляются искажения за счет $F_{ц}$ исходного потенциального рельефа и, как следствие,

появляются существенные предпосылки к форсированному росту твердой фазы.

Рассмотрим исходный потенциальный рельеф (рис.3).

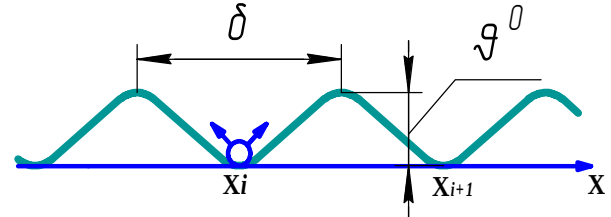


Рис. 3. Схема исходного потенциального рельефа

Атом, находясь в потенциальной ямке (X_i), из-за симметрии потенциального рельефа равновероятно может переместиться в направлении $+X$ или $-X$. Анализ зависимостей Таммана

$$n(\Delta T) = K \exp \left\{ \frac{1}{\Delta T - T_0} \left[\frac{v^0}{R} + \frac{B\sigma^3}{(\Delta T)^2} \right] \right\}, \quad (8)$$

где v^0 – высота потенциального рельефа;

R – газовая пористость;

B – постоянная вещества;

σ – поверхностное натяжение;

T_0 – температура плавления,

приводит к выводу, что идентичное увеличение $n(\Delta T)$ можно получить, увеличивая ΔT либо уменьшая v^0 .

Наличие центробежной силы $F_{ц}$, равной:

$$F_{ц} = m' \omega_x^2 = m'g \cdot Kg, \quad (9)$$

где m' – масса атома;

ω – угловая скорость вращения расплава с потенциальной энергией

$$E(x) = -xF_{ц} = -m^1 \omega^2 x^2, \quad (10)$$

приводит к искажению исходного потенциального рельефа (рис.4).

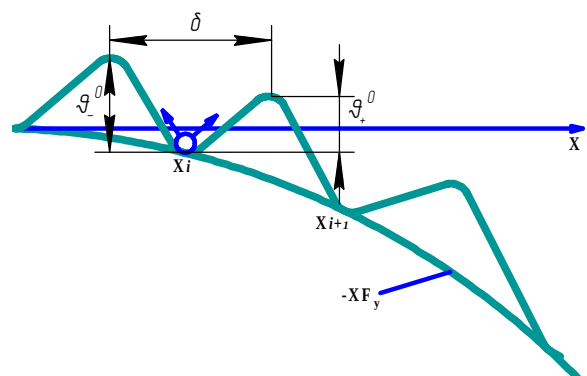


Рис. 4. Схема искаженного потенциального рельефа

На самом деле для перемещения атома из X_i ямки в X_{i+1} необходима энергия активации

$$V_t^0 = V^0 - \frac{\delta}{2} F_y = V^0 - \frac{\delta}{2} m^1 \omega^2 x. \quad (11)$$

Для альтернативного перемещения в направлении $-X$ аналогичная энергия равна

$$V_x^0 = V^0 + \frac{\delta}{2} F_y = V^0 + \frac{\delta}{2} m^1 \omega^2 x. \quad (12)$$

Суммарное изменение энергии активации равно:

$$\Delta V_\Sigma^0 = \delta F_y = \delta m^1 \omega^2 x_i. \quad (13)$$

При отсутствии F_y (см. рис.3) поток атомов расплава к твердой фазе можно определить следующим образом:

$$I_1 = K_1 \exp(-v^0/KT), \quad (14)$$

где $K_1 = n_k v_p$;

n_k - число атомов, контактирующих с за-
родышем;

v - частота колебания атома;

ρ - вероятность перемещения атома в направлении присоединения.

Аналогичный поток «дырок» перемещается, естественно, в направлении $-X$ (здесь и далее имеется в виду не массоперенос, а одноатомное перемещение к границе фаз).

Поток атомов в направлении $+X$ (без вывода) равен

$$I_2 \approx \frac{\delta n s m^1 \omega^2 x}{6 \tau_0 K T} \exp(-v^0/KT), \quad (15)$$

где S - поверхность присоединения атомов
 $\tau_0 = 1/v$.

Совместный анализ выражений (14) и (15) показывает, что их отношение равно:

$$Z^* = \frac{\delta n s m^1 \omega^2 X}{6 K T n_k P} \approx 0,7 \cdot 10^{45} \frac{\delta s m^1}{T} Kg. \quad (16)$$

В реальных условиях литейного производства при $Kg \gg 1$ значение $Z^* \gg 1$ даже без учета соответствующих переохлаждений ΔT . Данное обстоятельство и объясняет возможность формирования твердой фазы в нелинейных гравитационных силовых полях и других способах управления затвердеванием сплавов [3].

В принципе, можно оценить адекватное по интенсивности влияние $n(\Delta T)$, приведенное (или пересчитанное) к ΔT :

$$\Delta T \approx \sqrt{\frac{B \tau^3}{T \ln 4}}, \quad (17)$$

$$M = \frac{K}{I \frac{m^1}{T} Kg + K \exp \left[\frac{B \left[\tau 1,11 \cdot 10^{-7} \gamma Kg - 1 \right]^3}{T (T_y + \Sigma Kg)^2} \right]}, \quad (18)$$

$$I = \frac{\delta n s m' g}{6 \tau_0 K T}; \quad \Sigma = 1,11 \cdot 10^4 \gamma \alpha, \quad (19)$$

где T_y - значение переохлаждения, полученного естественным путем.

Таким образом, доказана некоторая адекватность по влиянию на процесс формирования из расплава твердой фазы при наличии внешнего неравномерного гравитационного поля, например, центрифуги.

В этой связи очевидна зависимость (аналогичная рис. 4) величины зерна отливки от коэффициента гравитации (рис. 5). Величина зерна α (полученная в статике) с ростом Kg несколько уменьшается, что объяснимо изломом дендритов и модифицированием расплава обломками. Дальнейший рост Kg приводит к проведению кристаллизации в зоне максимума зависимости $V^*(\Delta T)$ или $V^*(Kg)$, то есть в зоне резкого увеличения размера зерна, вплоть до монокристаллической структуры.

Далее, с увеличением Kg кристаллизация проводится в зоне максимума $n^*(\Delta T)$ или $n^*(Kg)$, что приводит к резкому росту количества центров кристаллизации, то есть к уменьшению размера зерна при $Kg = K_y$ ($K_y = \Delta T_{opt}$).

После достижения минимального размера зерна α_y он начинает несколько повышаться, что может быть, очевидно, объяснимо сопутствующим ростом давления в расплаве, уменьшением диффузии, повышением вязкости.

Рассматриваемая эпюра (рис.5) может иметь место, естественно, лишь в случае, когда побудительной причиной к началу кристаллизации является наличие гравитационного силового поля требуемой интенсивности и квазитермостатирование расплава.

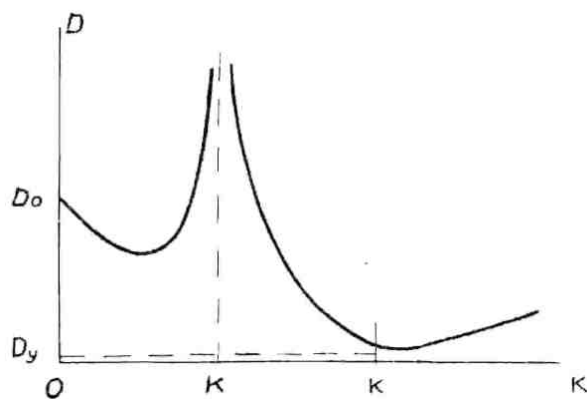


Рис. 5. Зависимость величины зерна отливки от коэффициента гравитации

Экспериментальное исследование для проверки метода управления структурообразованием проводилось на следующих сталях и сплавах: А99, ВАЛ5, АЛ4, Р9, ЖС6К, ВНЛ-5, ВЖЛ-14, ЖС-30 и др.

Керамическая оболочковая форма помещается в кристаллизатор с жидким металлическим либо другим наполнителем. Опорный наполнитель и керамическая форма до заливки прогреваются до температуры $T_{\text{зал}}$ рабочего сплава. Далее в форму заливается рабочий сплав. В исходном состоянии кристаллизатор находится вертикально в центрифуге и по мере её разгона принимает горизонтальное положение.

В ходе экспериментов была исследована область до 1000 Кг при скоростях сопутствующего охлаждения рабочего сплава $2...10^{\circ}\text{C}/\text{с}$.

По результатам исследований и графических иллюстраций установлена сходимость с теоретическим обоснованием зависимостей. При этом получены и ультрадисперсные и монокристаллы, причем монокристаллы получены без затравок. Таким образом, получено достоверное подтверждение теоретических предпосылок.

Аналогичные результаты получены при воздействии на затвердевающие расплавы различного химического состава.

С использованием разработанных методик изготовлены опытные партии литых деталей и проведена оценка работоспособности и конструктивной прочности литых и штампованных деталей.

Как уже было показано, совершенствование технологии литья позволяет получать высококачественные литые заготовки с за-

данными структурой и свойствами материала. Необходимое соотношение прочности и пластичности сталей дают право на их внедрение в производство. Но о конструктивной прочности и надежности работы деталей недостаточно судить по механическим свойствам стандартных образцов, так как они не могут характеризовать реальную пластичность и надежность в условиях различных режимов нагружения. Для объективной оценки надежности работы деталей надо знать такие их свойства, как малоцикловая выносливость, склонность к замедленному разрушению и чувствительность к трещине.

Исследование сравнительной конструктивной прочности литых заготовок и штамповок проводилось по следующим характеристикам:

- испытания стандартных образцов на чувствительность к трещине, замедленное разрушение и повторную статику;
- испытание на повторную статику деталей;
- малоцикловые испытания деталей;
- копровые испытания узлов с литыми деталями;
- летные испытания изделий с литыми деталями.

По результатам испытаний были составлены сравнительные характеристики для сталей ВНЛ-3 и 30ХГСА согласно программе испытаний.

Испытания на чувствительность к трещине проводились в соответствии с инструкцией ВИАМ № 619-69 на замедленное разрушение в упругих тензомерах на образцах с надрезом (радиус надреза 0,1...0,15 мм) под действием постоянного напряжения.

Испытания образцов на повторную статику проводились по пульсирующему циклу с частотой 12 циклов в минуту. За критерий оценки принималось число циклов до разрушения.

Результаты испытаний показали, что образцы из прутка стали 30ХГСА и отливок из ВНЛ-3 имеют достаточно сходные характеристики.

Повторно-статическая прочность проушин из сталей 30ХГСА и ВНЛ-3 исследовалась при повторных нагружениях по пульсирующему циклу с частотой 16 циклов в минуту при нагрузках P_{max} равных 12000,

14000, 16000 кг. За критерий оценки принималось число циклов до разрушения. Статическая выносливость образцов, изготовленных из отливок стали ВНЛ-3, несколько выше статической выносливости образцов из стали ЗОХГСА. В соответствии с ОСТ-90090-82 на отливках из стали ВНЛ-3 в местах, доступных для контроля качества, допускается исправление дефектов заваркой. Для установления возможности подварки по дефектным местам были испытаны на повторную статику образцы-проушины с различными зонами подварки, имитирующими наиболее вероятные дефекты. После подварки образцы дополнительной термической обработке не подвергались. По каждому виду подварки испытано по два образца. Для объективности два образца не подваривались. У отдельных образцов по месту подварки наблюдались по границе подварки непровар длиной от 2 до 85 мм и включения площадью от 1 до 14 мм². Испытания проводились по пульсирующему циклу с частотой 16 циклов в минуту. У образцов - проушин с подваркой по имитированным дефектным местам и у образцов - проушин без подварки число циклов до разрушения находится на одном уровне.

Повторно-статическая прочность кронштейнов (чертежи 154.82.1750.П8, 154.82.1750.155, 154.82.2002.175) из стали ВНЛ-3 определялась нагрузкой, равной 0,5 от расчетной, с частотой 15 циклов в минуту. В процессе стендовых испытаний кронштейнов (черт. 154.82.1750.118, 154.82.2002.175) происходило разрушение крепежных болтов. Разрушенные болты заменялись новыми и испытания продолжались. Результаты представлены в табл. 1. Испытания проводились в пределах допустимого числа циклов нагрузки.

Исследованию подвергались 9 наименований литых деталей, изготовленных в керамические формы по выплавляемым моделям.

Таблица 1- Итоги испытания кронштейнов

№ №	Чертеж	Пульсирующая нагрузка	Число циклов нагруж.
1	204.82.1750.118	30600 кгс	402610
2	204.82.1750.155	26700 кгс	420000
3	204.82.2002.175	37500 кгс	300000

Исследование на копровых установках проводилось на передних Е7-4901-00Л и основных стойках Е7-4100-300Л.

Результаты исследований показали, что материал передних и основных стоек имеет стабильные требуемые характеристики по условиям эксплуатации.

После проведения копровых испытаний передние и основные стойки были разобраны и исследованы их геометрические размеры и поверхность детали. Состояние деталей после копровых испытаний удовлетворительное.

Результаты исследований на повторно-статические нагрузки передней стойки Е7-4901-00Л и основной Е7-4100-300Л приведены соответственно в табл. 2, 3.

Исследование прочности, герметичности и эксплуатационных характеристик проводилось на разных цилиндрах по заданным схемам. Собранные цилиндры были испытаны на прочность давлением до 360 кгс/см²; на герметичность - давлением 210 кгс/см², 240 кгс/см², 260кгс/см². После испытаний цилиндры были разобраны, проведены люмоконтроль, магнитный контроль и рентгенконтроль. Изменений геометрических размеров и трещин не имелось. Затем цилиндры были собраны, испытаны на герметичность давлением от 210 кгс/см² и в специальном приспособлении давлением до 450 кгс/см². При достижении проектных показателей дальнейшее испытание прекращено. Образование трещин и изменение геометрических размеров не обнаружено.

Таблица 2 - Итоги стендовых испытаний цилиндров №1, №2, №3 (тыс. циклов)

Порядковый номер образца	№1	№2	№3	Разброс допустимых норм
Литой вариант	21	25	39	1,7%
Штампованный вариант	28	36	19	

Таблица 3 - Итоги эксплуатационных испытаний цилиндров №1, №2, №3 (тыс. циклов)

Порядковый номер образца	№1	№2	№3	Разброс допустимых норм
Литой вариант	42	48	53	2,3%
Штампованный вариант	23	59	32	

Эксплуатационные испытания проводились на литых цилиндрах основной и передней амортизационных стоек шасси изделия 24 с гарантированным ресурсом 1500 взлетов-посадок. После налета 1750 часов (1450 взлетов-посадок) изменений в узлах не выявлено. Литые цилиндры испытания выдержали.

Выводы

1. Определены принципиально новые технологии изготовления литых заготовок и заготовок, подвергающихся дальнейшей деформации за счет кристаллизации сплавов в неравномерных силовых полях, которые позволяют решить задачи получения не только высококачественного литья, но и задачи по созданию принципиально новых сплавов.
2. Предложенные технологические приемы обеспечивают требуемую работоспособность литых деталей и образцов в условиях статического, повторно – статического и динамического нагружения. Уровень свойств отливок не уступает поковкам и штамповкам. Работоспособность литых деталей подтверждена длительными испытаниями на стендах и в составе агрегатов на изделиях авиационной техники.

Библиографический список

1. Дибров, И.А. Состояние и перспективы развития литейного производства / И.А. Дибров // Тр. VIII съезда литейщиков России.- Т.1.- 2007.
2. Пелих, С.Г. Оптимизация металлоемкости и надежности литых деталей/ С.Г. Пелих // Литейное производство.- №6.- 2006.- С.8-16.
3. Пикунов, М.В. Кристаллизация сплавов и направленное затвердевание отливок / М.В. Пикунов, И.В. Беляев, Е.В. Сидоров.- Владимир: ВГУ, 2002.- С.214-219.
4. Гаврилин, И.В. Плавление и кристаллизация металлов и сплавов / И.В. Гаврилин Владимир: ВГУ, 2000.- С. 260-267.

References

1. Dibrov I.A. State and prospects of development of foundry. Russia. Transactions of the 8th Congress of casters of Russia. Book 1, 2007, p.3-12.
2. Pelikh S.G. Optimization of metal's capacitance and reliability of cast parts. Foundry. №6. 2006, p.8 -16.
3. Pikunov M.V., Belyaev I.V., Sidorov E.V. Alloy crystallization and directional hardening of foundry. Vladimir. VGU, 2002. p.214-219.
4. Gavrilin I.V. Melting and crystallization of metals and alloys. Vladimir. VGU, 2000. p.260-267.

MANUFACTURE AND TECHNOLOGY OF PRODUCTION OF ALLOYED STEEL WITH MICROCRYSTAL STRUCTURE

©2009 S. F. Tlustenko, A. M. Bibikov, L. V. Zhuravel, A. A. Koptev

Samara State Aerospace University

Production of billets by casting processes allows controlling the composition and the structure of the billets' material at the expense of the modification of casting processes, temperature regimes, mechanical, magnetic, acoustic impacts on the flux and others. Metal's characteristics depending on the inner structure and crystallization conditions of the flux have been investigated.

Alloying, overcooling, relief, structure, crystallizer, durability, ultra-dispersion, monostructure

Информация об авторах

Тлустенко Станислав Федотович, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-01. E-mail: titan250@mail.ru. Область научных интересов: исследование взаимосвязи механических свойств материалов и состава, процессов литья и обработки металлов давлением.

Бибиков Алексей Михайлович, заведующий лабораторией Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. 960-818-30-46. Область научных интересов: литейное производство, управление процессами кристаллизации, изучение микроструктуры металлов.

Журавель Леонид Васильевич, кандидат технических наук, заведующий отраслевой лабораторией Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. 927-707-41-72. Область научных интересов: проектирование технологических процессов получения сплавов с заданными свойствами.

Коптев Андрей Анатольевич, индустриальный директор завода «Контактор». Тел. 842-267-52-59. Область научных интересов: анализ и изучение факторов, определяющих ресурс и надежность изделий.

Tlustenko Stanislav Fedotovich, Candidate of Technical Science, Associate Professor of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-01. E-mail: titan250@mail.ru. Area of research: mechanical properties of materials on the composition, casting processes and metal forming.

Bibikov Aleksey Mikhaylovich, Head of the Research Laboratory 4 of Samara State Aerospace University. Phone: 960-818-30-46. Area of research: foundry, controlling crystallization processes, study of the microstructure of metals.

Zhuravel Leonid Vasilyevich, Candidate of Technical Science, Head of the branch laboratory of Samara State Aerospace University. Phone: 927-707-41-72. Area of research: designing of technical processes of alloys production with the input properties.

Koptev Andrey Anatolyevich, Industrial Director of “Kontactor” plant. Phone: (842) 267-52-59. Area of research: analysis and studying of the factors determining durability and reliability of production.

УДК 621.56:59

УПРОЩЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ТЕПЛОВЫХ МАШИН ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОДЕЛИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

© 2009 С. А. Гулина, М. Ю. Орлов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Выполнен анализ возможности применения модели идеальных газов для термодинамических расчетов тепловых двигателей.

Тепловой двигатель, продукты сгорания топлива, молекулярно-кинетическая теория газов, модель Ван-дер-Ваальса, теплоемкость

Создание современных тепловых двигателей невозможно без понимания явлений, сопровождающих процессы получения энергоресурсов. Большую роль в достижении этой цели играют методы термодинамического анализа, рассматривающие явления и процессы в технических системах как обмен энергией при выработке полезной работы. Наиболее распространенными веществами, позволяющими получать полезную энергию и играющими роль рабочих тел, являются продукты сгорания топлива, воздух и пары жидкостей.

Середина и окончание XIX века ознаменовались разработкой *двух моделей* описания термодинамического состояния веществ, участвующих в циклах работы тепловых машин. К этому времени произошло бурное развитие паровых машин, которые стали активно использоваться для промышленных нужд. Непрерывное их совершенствование вызвало потребность в термодинамических расчетах для оптимизации характеристик. Основным рабочим телом для тогдашних тепловых машин были вода и ее пар. Примерно в это же время были открыты основные законы изменения параметров состояния многих газов. На основании обобщения результатов этих исследований появилась *первая модель* – молекулярно-кинетическая теория газов. Эта теория в очень простой форме дала объяснение многим явлениям, наблюдаемым в газах.

Предложенная модель исходила из нескольких фундаментальных предположений:

- все вещества состоят из частиц, молекул, находящихся в непрерывном движении;
- число молекул в грамм-молекуле (моле)

вещества и атомов в грамм-атоме (количество вещества масса которого равна его атомному весу) для всех веществ одинаковы;

- при одинаковых давлениях и температуре объемы киломолей всех веществ одинаковы.

С использованием законов динамики Ньютона была получена простейшая модель состояния веществ: $pV = RT$. Давление в этой модели рассматривалось как результат упругих столкновений молекул друг с другом и ограничивающими стенками. Не учитывалось влияние массовых сил – взаимного притяжения и сил земного тяготения.

Важной характеристикой вещества стала его так называемая газовая постоянная (R). В рамках перечисленных выше предположений для киломоля любого вещества газовая постоянная имеет одну и ту же величину – 8314,3 Дж/кмольК. В инженерных расчетах основной закон молекулярно-кинетической теории газов записывают применительно к единице массы вещества:

$$pv = RT, \quad (1)$$

где v – это удельный объем вещества, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Газовая постоянная R отнесена к единице массы и соответственно определяется из равенства: $R = 8314,3/\mu$, Дж/кгК, где μ – молекулярная масса вещества.

Зависимость, описывающая уравнение состояния веществ, явилась гениальной новинкой молекулярно-кинетической теории газов. Область существования веществ, для которой была справедлива данная модель состояния, назвали идеальными газами.

Благодаря такому подходу, появилась возможность оценивать энергетические потоки во всех процессах, так как к тому вре-

мени трудами Карно, Клаузиуса, Клапейрона и некоторыми другими были созданы основные подходы к анализу и расчету циклов работы тепловых машин.

Недостатком модели идеальных газов явилась неприменимость её для двухфазных рабочих тел паровых машин. Исследователи выяснили основные условия существования веществ как в паровой (газовой), так и жидкой фазе. Было также выявлено понятие критических параметров веществ, выше которых невозможен их переход из газообразной фазы в жидкую (основоположником такого подхода к процессам ожижения газов явился Д.И. Менделеев). Поэтому появилась потребность описания свойств веществ в обоих фазовых состояниях.

Второй моделью состояния веществ явилась модель Ван-дер-Ваальса. В своей диссертации «Непрерывность газообразных и жидких состояний» Ван-дер-Ваальс предложил и обосновал следующее уравнение:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT. \quad (2)$$

Он ввел поправку к давлению, учитывающую взаимодействие масс молекул, а объем вещества уточнялся им на величину физического объема молекул. При этом обе поправки играли заметную роль только тогда, когда удельные объемы вещества представляли собой малые величины. Коэффициенты a и b в уравнении Ван-дер-Ваальса по идее автора были однозначно связаны с параметрами вещества в критической точке (p_k , v_k и T_k):

$$p = p_k = \frac{a}{27b^2}, \quad v = v_k = 3b, \quad (3)$$

$$T = T_k = \frac{8a}{27Rb}.$$

Так как для всех веществ известны параметры состояния в критической точке, то нахождение коэффициентов в уравнении Ван-дер-Ваальса не представляет особого труда.

Ван-дер-Ваальс пошел дальше и утверждал, что в приведенных координатах все вещества имеют единую поверхность термодинамического состояния. Параметрами для построения единой поверхности по его мнению должны быть:

- приведенное давление $\pi = p/p_k$,

- приведенный удельный объем $\varphi = v/v_k$,
- приведенная температура вещества $\tau = T/T_k$.

Математическое описание указанной диаграммы состояния веществ может быть представлено в виде:

$$\left(\pi + \frac{3}{\varphi^2}\right)(3\varphi - 1) = 8\tau. \quad (4)$$

При этом исследователи обратили внимание на необычное поведение изотерм, так как экспериментально изотермы в двухфазной области состояния веществ изображаются в виде, предложенном Эндрюсом и подтвержденном экспериментально.

Поведение изотерм по Ван-дер-Ваальсу попытались объяснить простотой математической модели (уравнение относительно приведенного объема третьей степени с тремя корнями). Более поздние исследования с применением уравнений до восьмой степени для описания поверхностей состояния различных веществ в газовой и жидкостных фазах [2] действительно подтвердили характер протекания изотерм по Ван-дер-Ваальсу. Характерные линии, соединяющие точки минимумов и максимумов функций на изотерме получили специальные названия – бинодаль и спинодаль соответственно (рис.1.).

Линии бинодали и спинодали играют свою роль в кипении или конденсации жидкостей во всем объеме [1].

Квазиспинодаль описывает протяженность по координате p (или T) области, в которой протекание изотерм в районе критической точки имеет искривления, отличающие их от изотерм идеальных газов. Действительно, классические изотермы идеальных газов являются равнобокими гиперболами относительно осей p и v . На приведенной диаграмме Ван-дер-Ваальса можно четко увидеть область, где для всех веществ изотермы протекают по модели идеальных газов.

Таким образом, модель Ван-дер-Ваальса определила область справедливости применения модели идеальных газов для любых веществ. Можно говорить, что применение модели идеальных газов правомочно при температурах $\tau = T/T_k > 1,5$.

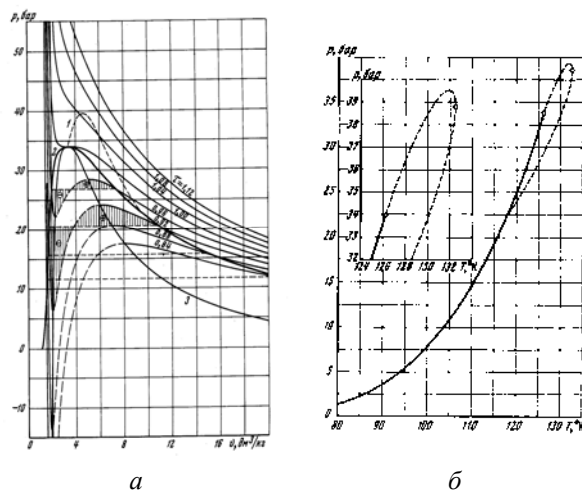


Рис.1. Изображение (а) квазиспинодали -1, бинадали -2, спинодали -3 в координатах p - v и (б) квазиспинодали в координатах p - T для воздуха

В табл. 1 приведены для некоторых веществ, работающих в тепловых машинах, значения рабочих температур, при которых применима модель идеальных газов [2,3].

Таблица 1 - Анализ области соответствия веществ модели идеального газа

Газы	Химическая формула	Молекулярная масса	T_k, K	Область соответствия модели ид. га-за $T > 1,5T_k, K$
Азот	N_2	28	126,06	$>189,09$
Водород	H_2	2	33,26	$>49,89$
Водяной пар	H_2O	18	647,36	$>971,04$
Воздух	смесь газов	29	132,26	$>198,39$
Гелий	He	4	5,26	$>7,89$
Кислород	O_2	32	154,36	$>231,54$
Углекислота	CO_2	44	304,16	$>456,24$

Таблица 1 показывает, что для воздуха можно применять модель идеального газа в расчетах тепловых двигателей на любых высотах применения, включая в том числе и авиацию. Применение же модели идеальных газов для водяных паровых машин следует признать неправомерным, для рабочих значений температур пара в циклах Карно и Ренкина.

Важной характеристикой веществ является теплоемкость. Теплоемкость – это количество тепловой энергии, которое необходимо для повышения температуры единицы массы или объема вещества на единицу изменения температуры. В связи с единицей

измерения количества вещества различают молярную, объемную и массовую (на 1 кг массы) теплоемкости. По условиям подвода тепла различают теплоемкости при постоянном объеме и при постоянном давлении. По данному свойству различают замкнутую и открытую термодинамические системы. Под замкнутой системой понимают ограниченный в пространстве объем рабочего тела, например в поршневом двигателе, когда рабочее тело не перемещается в пространстве. В таких системах применяют понятие теплоемкости при постоянном объеме, c_v . Для открытой термодинамической системы, под которой понимают процессы в движущемся потоке вещества, применяют понятие теплоемкости при постоянном давлении, c_p . Врач по образованию и пылкий исследователь Майер установил, что эти два вида теплоемкостей существенно различны и предложил зависимость между ними, названную его именем. Для киломоля вещества имеется зависимость $c_p - c_v = R$.

Еще одним важным показателем свойств веществ является отношение теплоемкостей, называемое показателем Пуассона

$$\text{или адиабаты } \frac{c_p}{c_v} = k.$$

На основе молекулярно-кинетической теории объяснены различия молярных теплоемкостей от числа атомов в молекулах. Введено понятие числа степеней свободы движения атомов внутри молекул. Для одноатомных возможны представляются три степени свободы – кинетическая энергия по трем координатам. Для двух атомных добавляются вращательная относительно двух взаимно перпендикулярных осей. Для многоатомных число степеней свободы равно 6.

Учитывая уравнение Майера и показатель адиабаты, можно получить простую за-

$$\text{висимость для теплоемкостей: } c_p = \frac{k}{k-1} R \text{ и } c_v = \frac{1}{k-1} R.$$

Как увидим в дальнейшем, эти соотношения совместно с уравнением состояния $pv = RT$ позволяют получать простые выражения для расчета количеств теплоты и работы в процессах циклов тепловых машин. Использование модели идеальных

газов упрощает математическую задачу рассмотрения циклов работы, получения выражений для КПД различных циклов, оптимизации параметров циклов работы тепловых машин.

Таблица 2 - Молярные теплоемкости веществ и показатель адиабаты

Структура молекулы	Число степеней свободы, i	$c_v = \frac{i}{2} R$	$c_p = \frac{i+2}{2} R$	$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{i+2}{i}$
1-атомная	3	1,5 R	2,5R	1,66
2-атомная	5	2,5R	3,5R	1,4
Многоатомная	6	3,0R	4,0R	1,33

Основоположником рассмотрения циклов тепловых машин явился Карно. Основные принципы его подхода следующие:

- рабочий цикл тепловой машины состоит из замкнутой последовательности процессов,
- необходимо к рабочему телу цикла подводить теплоту q_1 ,
- необходимо от рабочего тела отводить теплоту q_2 ,
- работа цикла равна разности этих количеств теплоты.

Степень совершенства цикла оценивается отношением работы цикла к подведенному количеству теплоты.

Теплоемкость при расчете величины теплоты зависит от типа термодинамической системы - замкнутой или открытой. В первом случае это теплоемкость при постоянном объеме, во втором – при постоянном давлении.

Процессы, из которых состоят идеальные циклы тепловых машин реализуются при условии постоянства одного из параметров состояния – давления (изобара), объема (изохора) или температуры (изотерма). Одним из условий может стать отсутствие обмена энергией с окружающей средой (адиабата)- $dq=0$.

Рассмотрим пример определения КПД поршневого двигателя (подвод теплоты при $v = \text{const}$) - (рис.2).

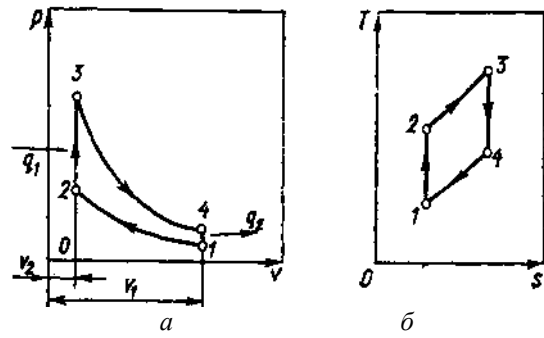


Рис.2. Цикл поршневого двигателя с подводом тепла при $v = \text{const}$

Цикл состоит из последовательных процессов:

- 1-2 – адиабатное сжатие;
- 2-3 – изохорный подвод тепла;
- 3-4 – адиабатное расширение;
- 4-1 – изохорный отвод тепла.

Вводят понятие степени сжатия $\varepsilon = v_1 / v_2$ и степени повышения давления $\lambda = p_3 / p_2$.

Определим термический КПД данного цикла:

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1 = 1 - q_2 / q_1. \quad (5)$$

Количества теплоты:

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2) \quad \text{и} \quad q_2 = c_v (T_4 - T_1),$$

откуда

$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}.$$

В адиабатных процессах связь параметров описывается уравнениями

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k,$$

$$T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{k-1}.$$

Тогда $T_4 = T_1 \varepsilon^{k-1} \times \lambda (1 / \varepsilon^{k-1}) = T_1 \lambda$,

$$T_3 / T_2 = p_3 / p_2 = \lambda \quad \text{и} \quad T_3 = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda.$$

Подставляя значения температур и произведя сокращения, получим

$$\eta_t = 1 - [(T_1 \lambda - T_1) / (T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda - T_1 \varepsilon^{k-1})] = 1 - (1 / \varepsilon^{k-1})$$

Коэффициент полезного действия двигателя с подводом теплоты при $v = \text{const}$ (цикл Отто) зависит только от степени сжатия воздуха.

Можно видеть, что термодинамический анализ циклов при использовании модели идеального газа очень прост и доступен при минимальном знании математики.

Аналогично может быть получено ре-

шение задачи оптимизации циклов работы ВРД (рис.3).

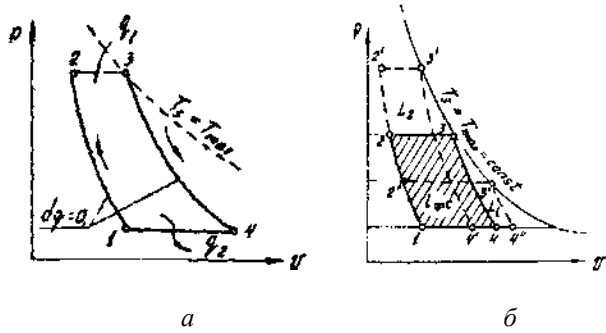


Рис. 3. Цикл Брайтона (а) и оптимизация его (б) для получения максимальной работы

Находится максимум функции $\ell = f(\pi_k)$ при заданных значениях начальной T_0 и максимальной T_3 температур цикла и адиабатности процессов сжатия и расширения с постоянным значением показателя адиабаты k . Здесь символом ℓ обозначена полезная работа цикла.

При выводе предполагается скоростное сжатие воздуха на входе в ГТД во входном устройстве с учетом числа Маха полета M .

Работа цикла

$$\ell_y = q_1 - q_2 = c_p (T_3 - T_2 - T_5 + T_0).$$

Здесь T_2 и T_5 соответственно температуры воздуха за компрессором и газа за турбиной.

Принималось, что $T_3 = \rho T_2$, тогда

$$\rho = \frac{T_3}{T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \pi_k^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{T_3}{B \pi_k^{\frac{k-1}{k}}},$$

где

$$B = T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right).$$

После подстановки в исходное выражение для работы и преобразований получаем

$$\ell_y = c_p \left(T_3 - B \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - \frac{T_0 T_3}{B \pi_k^{\frac{k-1}{k}}} + T_0 \right).$$

Для нахождения оптимального значения степени сжатия первую производную полученного выражения по π_k приравняем к 0.

$$\frac{d\ell}{d\left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}}\right)} = c_p \left(-B + \frac{T_0 T_3}{B \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}}\right)^2} \right) = 0,$$

откуда

$$(\pi_k)_{opt} = \left(\frac{T_3}{T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^2} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}}. \quad (6)$$

Выражение (6) показывает, что оптимальная степень сжатия в цикле Брайтона определяется значениями относительной максимальной температуры цикла T_3/T_0 , приведенной скорости полета M и значения показателя адиабаты (величина k меняется от высоты полета).

Следует обратить внимание, что при выводе формулы суммарная степень сжатия в цикле условно разделена на сжатие воздуха от скоростного напора во входном устройстве и сжатия в компрессоре.

Приведенные примеры применения модели идеальных газов при термодинамическом анализе циклов работы, в частности поршневых и воздушно-реактивных двигателей, свидетельствуют о значительном упрощении задач, что особенно удобно в учебном процессе.

Библиографический список

1. Авдеевский, В.С. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / В.С. Авдеевский [и др.]. - М.: Машиностроение, 1975. - 624 с.
2. Вассерман, А.А. Теплофизические свойства воздуха и его компонентов / А.А. Вассерман, Я.З. Казавчинский, В.А. Рабинович. - М.: Наука, 1966. - 375 с.
3. Жуковский, В.А. Термодинамика / В.А. Жуковский. - М.: Энергоатомиздат, 1983. - 304 с.

References

1. Avduevskii V.S., Galiceiskii V.M., Glebov G.A., Danilov U.I., Kalinin E.K., Koshkin V.K., Koshmarov U.A., Mihailova M.M., Mihailova T.V., Miheev U.S., Rigkov U.A., Soln-

- cev V.P. Bases of teploperedachi are in an aviation and rocket-space technique., M., «Engineer», 1975.- p. 624.
2. Vasserman A.A., Kazavchinskii Ya.Z., Rabinovich V.A. Teplofizicheskie of property of air and his components. «Science», M., 1966.- p. 375.
3. Gykovskii V.A. Thermodynamics. - M.: Energoatomizdat, 1983.- p. 304.

THE SIMPLIFICATION OF HEAT ENGINES THERMODYNAMICS CALCULATION WITH USING OF IDAEAL GAS' MODEL

© 2009 S. A. Gulina, M. Y. Orlov

Samara State Aerospace University

The analysis of possibility of application of model of ideal gases is executed for the calculations of thermodynamics of heat-engines.

Heat-engine, products of combustion of fuel, molecular-kinetic theory of gases, model of Van-der-vaal'sa, heat capacity

Информация об авторах

Гулина Светлана Анатольевна, старший преподаватель Уральского государственного технического университета, г. Екатеринбург, аспирант кафедры «Теплотехника и тепловые двигатели» Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Область научных интересов: тепломассообмен, термодинамика.

Орлов Михаил Юрьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплотехника и тепловые двигатели» Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Область научных интересов: тепломассообмен, термодинамика.

Gulina Svetlana Anatol'evna, senior teacher, Ural State Technical University, Ekaterinburg, aspirant of department thermotechnics and heat engines of Samara state aerospace university. Phone: (846) 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Area of research: thermodynamics.

Orlov Michail Yr'evich, candidate of technical science, the senior lecturer of department thermotechnics and heat engines of Samara state aerospace university. Phone: (846) 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Area of research: thermodynamics.

О НАУЧНО-ОБРАЗОВАТЕЛЬНОМ ЦЕНТРЕ ЛАЗЕРНЫХ СИСТЕМ И ТЕХНОЛОГИЙ НА ФАКУЛЬТЕТЕ ДЛА СГАУ

© 2009 С. П. Мурзин, Н. Д. Быстров, А. М. Никифоров

Самарский государственный аэрокосмический университет

Приведены результаты работы по реализации раздела инновационной образовательной программы на факультете двигателей летательных аппаратов (ДЛА) Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева в 2007 году.

Инновационная образовательная программа, факультет двигателей летательных аппаратов, технологические лазеры, учебный процесс, стажировка, специальность «Лазерные системы в ракетной технике и космонавтике», методические разработки

В рамках Национального проекта «Образование» и инновационной образовательной программы «Развитие центра компетенций и подготовка специалистов мирового уровня в области аэрокосмических геоинформационных технологий» в 2007 году в Самарском государственном аэрокосмическом университете имени академика С.П. Королева на факультете двигателей летательных аппаратов под руководством академика РАН Шорина В.П. был создан научно-образовательный центр лазерных систем и технологий. Научно-образовательный центр создан на учебной и педагогической базе специальности 200202 «Лазерные системы в ракетной технике и космонавтике» при кафедре автоматических систем энергетических установок (АСЭУ).

Основные задачи центра были сформулированы следующим образом:

- развитие методов обучения на основе интеграционных подходов и средств обучения с использованием информационных технологий;
- использование электронных учебных пособий для самостоятельной подготовки студентов;
- оптимизация сочетания фундаментального и прикладного образования;
- сквозное применение в курсовых и дипломных работах САД-технологий и 3D-моделирования;
- развитие системы профессиональных практик студентов, способствующих освоению рабочей профессии;
- активное содействие повышению квалификации и переподготовке преподавателей и работников промышленности в сфере лазер-

ных технологий; -помощь промышленным предприятиям и малым предприятиям в создании, отработке и передаче в производство лазерных технологий.

Создана уникальная лаборатория, оснащенная мощным технологическим газовым лазером ROFIN DC 010 (рис. 1) и автоматизированным координатным устройством (рис. 2), приобретена специализированная установка для сварки на базе твердотельного лазера Rofin Star Weld (рис. 4-5), разработанного в Германии.



Рис. 1. CO₂-slab лазер ROFIN DC 010

Названные установки уже внедрены в учебный процесс, на них проводятся лабораторные работы для студентов 4 курса специальности 200202 по дисциплине «Оптика лазеров» и для студентов первого курса факультета в целом по дисциплине «История науки и техники». Внедрение будет продолжено и в других учебных курсах (рис. 3).

По-прежнему востребована лаборатория низкомощных лазеров (рис. 6).

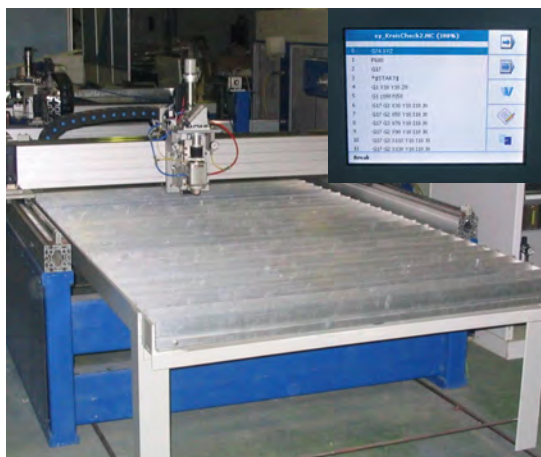


Рис.2. Автоматизированное координатное устройство



Рис.3. Освоение нового CO₂-slab лазера ROFIN DC 010 студентами-лазерщиками



Рис. 4. Освоение установки для лазерной сварки StarWeld Manual Performanc

Основные характеристики CO₂-slab лазера ROFIN DC 010:

Накачка	ВЧ
Диаметр пучка излучения, мм	20...25
Выходная мощность, Вт	100...1000
Расходимость, мрад	< 15
Стабильность мощности, %	± 2
Длительность импульса, мкс	26
Частота след. импульсов, Гц	2...5000
Длина волны, мкм	10,6
Масса лазера, кг	520

CO₂-slab лазер ROFIN DC 010 войдет в состав автоматизированного лазерного комплекса совместно с автоматизированным координатным устройством.

Основные характеристики установки для лазерной сварки StarWeld Manual Performanc:

Накачка	Оптич.
Длина волны, мкм	1,064
Максимальная энергия в импульсе, Дж	110
Длительность импульса, мс	0,5...50
Частота следования импульсов, Гц	0; 1...20
Диаметр пучка излучения, мм	0,3...2,0

Научно-образовательный центр проводит ознакомительные занятия со студентами других факультетов.



Рис.5. Студенты факультета информатики знакомятся с установкой для лазерной сварки StarWeld Manual Performance



Рис. 6. Занятия в лаборатории низкомощных лазеров

На кафедре налажено сотрудничество с ведущими предприятиями региона и фирмами-разработчиками лазерных систем:

«ЦСКБ-Прогресс», ГУП «НПО АС» Самарский филиал ФИАН, ЗАО Группа компаний «Электроштит».

В рамках уже названной инновационной образовательной программы «Развитие центра компетенций и подготовка специалистов мирового уровня в области аэрокосмических геоинформационных технологий» в конце 2006 г. группа сотрудников СГАУ, в том числе декан ФДП профессор кафедры АСЭУ Изжеуров Е.А. и профессор кафедры АСЭУ Мурзин С.П., приняли участие в специально организованном семинаре «Лазерные технологии и нанотехнологии в LASER ZENTRUM HANNOVER (LZH)» в Германии (рис. 7). Названный лазерный центр является одним из крупнейших в Германии с численностью сотрудников около 200 человек наряду с исследованиями, объем которых составляет ежегодно 10 млн евро, осуществляет тренинг экспертов.



Рис. 7. Сотрудники СГАУ в лазерном центре г. Ганновера (LZH)

Налажены связи с университетом г. Бас, Великобритания (рис. 8).



Рис. 8. Демонстрация образцов, полученных с применением лазерной обработки, сотрудникам университета г. Бас, Великобритания

Подготовлены образовательные программы ФПК «Лазеры в технологии и измерениях» и «Лазерная виброметрия в испытаниях двигателей ЛА».

Например, образовательная программа ФПК «Лазеры в технологии и измерениях» (рис. 9), включает в себя следующие разделы:

1. Технологические процессы лазерной обработки материалов на современных лазерных комплексах Star Weld Manual Performance CNC и ROFIN DC10 + CP1500 «Технософт».
2. Измерение параметров лазерных технологических установок.
3. Лазерная виброметрия в испытаниях двигателей ЛА.
4. Лазерные системы для сборки и измерения геометрических размеров.
5. Автоматическое регулирование в лазерных технологических установках.
6. Статистические методы управления качеством лазерной продукции.
7. Закономерности взаимодействия импульсно-периодического излучения с конструкционными материалами.



Рис. 9. На занятиях по образовательной программе ФПК «Лазеры в технологии и измерениях»

Образовательная программа ФПК Лазерная виброметрия в испытаниях двигателей ЛА реализуется на базе уникального спекл-интерферометрического стенда (рис.10).

Учебно-воспитательная работа со студентами не ограничивается одними занятиями. В практику входят неформальные встречи студентов с преподавателями и со-

трудниками за круглым столом за чашкой чая (рис. 10).



Рис.10. Общий вид спекл-интерферометрического стенда



Рис. 10. Встреча сотрудников научно-образовательного центра со студентами-пятикурсниками

Инновационная образовательная программа позволила в достаточно короткие сроки силами преподавателей кафедры для нужд центра подготовить ряд учебно-методических пособий [1-8] и издать их через издательский центр СГАУ.

Таким образом, научно-образовательный центр лазерных систем и технологий является важным формированием, способствующим развитию лазерных технологий, подготовке специалистов и оказанию технической помощи предприятиям промышленности.

Библиографический список

1. Шорин, В.П. Оптика лазеров: учебное пособие / В.П. Шорин, С.П. Мурзин. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 146 с.
2. Захаров, В.П. Лазерная техника: учебное пособие / В.П. Захаров, Е.В. Шах-

матов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 312 с.

3. Гришанов, В.Н. Системы охлаждения мощных лазеров: учебное пособие / В.Н. Гришанов, Е.А. Изжеуров, Д.А. Угланов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 140 с.

4. Быстров, Н.Д. Управление мощными лазерными установками. Измерение параметров лазерного излучения: учебное пособие / Н.Д. Быстров, А.В. Гришанов, В.Н. Гришанов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 151 с.

5. Мордасов, В.И. Проектирование лазерных систем технологических установок: учебное пособие / В.И. Мордасов, Н.А. Сазонникова. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 168 с.

6. Журавлев, О.А. Лазерная виброметрия механических конструкций: учебное пособие / О.А. Журавлев, Ю.Н. Шапошников, А.В. Ивченко. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 72 с.

7. Мурзин, С.П. Лазерные технологии обработки материалов: учеб. Пособие / С.П. Мурзин, В.Н. Илюхин. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 98 с.

8. Мурзин, С.П. Измерение коэффициента пропускания материалов оптических элементов, формирующих поток излучения CO_2 -лазеров: учеб. пособие / С.П. Мурзин, А.В. Меженин, Е.Л. Осетров, А.М. Никифоров. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 11 с.

References

1. Shorin, V.P. Optics of Lasers: educational manual / V.P. Shorin, S.P. Murzin. - Samara: SSAU, -2006. 146 p.
2. Zaharov, V.P. Laser Technics{technical equipment}: educational manual /. V.P. Zaharov, E.V. Shakhmatov. - Samara: SSAU, -2006. 312 p.
3. Grishanov, V.N. System of Cooling Powerful Lasers: educational manual / V.N. Grishanov, E.A. Izzheurov, D.A. Uglanov. - Samara: SSAU, -2006. 140 p.
4. Bystrov, N.D. Management Powerful Laser Installations. Measurement Parameters of Laser Radiation: educational manual / N.D. Bystrov, A.V. Grishanov, V.N. Grishanov. - Samara: SSAU, -2006. 151 p.

5. Mordasov, V.I. Designing of Laser Systems of Technological Installations: educational manual / V.I. Mordasov, N.A. Sazonnikova. - Samara: SSAU, -2006. 168 p.

6. Zhuravlyov, O.A. Laser Measurement of Vibrations Mechanical Designs: educational manual / O.A. Zhuravlyov, J.N. Shaposhnikov, A.V.Ivchenko. - Samara: SSAU, -2006. 72 p.

7. Murzin, S.P. Laser of Technology of Processing of Materials: educational manual /

S.P. Murzin, V.N. Ilyukhin. - Samara: SSAU, -2006. 98 p.

8. Murzin, S.P. Measurement of Factor Passage Materials of the Optical Elements Forming a Stream of Radiation of CO₂ - lasers : educational manual / S.P. Murzin, A.V. Mezhenin, E.L. Osetrov, A.M. Nikiforov. - Samara: SSAU, -2007. 11 p.

ABOUT THE CENTRE OF SCIENCE-EDUCATIONAL OF LASER SYSTEMS AND TECHNOLOGIES AT FACULTY DLA SSAU

© 2009 S. P. Murzin, N. D. Bystrov, A. M. Nikiforov

Samara State Aerospace University

Within the limits of the National project «Education» and innovative educational program in 2006 at the Samara state space university of a name of academician S.P. Korolev at faculty « Engines of flying devices » under direction of the academician of the Russian Academy of Science professor Shorin Vladimir Pavlovich have been created the Centre of science-educational of laser systems and technologies. The centre of science-educational is created on educational and pedagogical base of a speciality 200202 «Laser systems in rocket technics and astronautics» at faculty of automatic systems of power installations.

Innovative educational program, faculty of engines of flying devices, technological lasers, educational process, training, speciality «Laser systems in rocket technics{technical equipment} and astronautics», methodical development

Информация об авторах

Мурзин Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: iam@ssau.ru. Тел. (846) 267-46-61. Область научных интересов: лазерная обработка материалов в машиностроении.

Быстров Николай Дмитриевич, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: iam@ssau.ru. Тел. (846) 335-19-05. Область научных интересов: внедрение лазерных технологий в учебный процесс.

Никифоров Аркадий Михайлович, учебный мастер кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: iam@ssau.ru. Тел. (846) 267-46-61. Область научных интересов: внедрение лазерных технологий в учебный процесс.

Murzin Sergey Petrovich, Doctor of Engineering Science, the professor of Samara state aerospace university. E-mail: iam@ssau.ru. Phone: (846) 267-46-61. Area research: laser processing of materials in mechanical engineering.

Bystrov Nikolay Dmitrievich, Doctor of Engineering Science, the professor of Samara state aerospace university. E-mail: iam@ssau.ru. Phone: (846) 335-19-05. Area of research: introduction of laser technologies in educational process.

Nikiforov Arcady Mihajlovich, the educational master of Samara state aerospace university. E-mail: iam@ssau.ru. Phone: (846) 267-46-61. Area of research: introduction of laser technologies in educational process.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЗОНДОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ

© 2009 А. Г. Гимадиев¹, Н. Д. Быстров¹, С. А. Ильинский², А. З. Ермошкин¹

¹Самарский государственный аэрокосмический университет

²Самарский научно-технический комплекс имени Н.Д. Кузнецова

Динамические испытания зондов для измерения пульсаций давления в проточном тракте ГТД необходимы для проверки работоспособности зондов в условиях, близких к эксплуатационным, и оценки их динамической точности. Для решения указанных задач в СГАУ создан стенд, позволяющий проводить динамические испытания зондов при повышенных давлениях.

Измерения пульсаций давления, зонды, динамические испытания, проточный тракт ГТД, генератор колебаний давления, стенд для частотных испытаний зондов

Динамические испытания зондов для измерения пульсаций давления в проточной части ГТД с устройствами коррекции частотных характеристик проводятся в целях проверки работоспособности математических моделей процессов и отработки (доводки) опытных образцов зондов перед их непосредственным применением при разнообразных испытаниях газотурбинных двигателей [1,2].

Для проведения динамических испытаний с целью экспериментальной отработки зондов для измерения пульсаций на предмет соответствия их частотных характеристик расчетным на кафедре АСЭУ СГАУ усилиями авторов были созданы стендовое оборудование и измерительно-регистрационный комплекс, позволившие проводить частотные испытания при повышенных средних давлениях.

Оборудование для динамических испытаний зондов состоит из стенда и регистрационного комплекса.

Стенд представляет собой совокупность пневматического генератора колебаний давления и вспомогательных систем, предназначенных для питания генератора рабочим телом и управления параметрами рабочей среды на входе и выходе генератора, а также частотой генерируемых колебаний давления (рис.1).

Общий вид генераторной части стенда с установленным для проведения испытаний зондом для измерения пульсаций давления в проточной части ГТД представлен на рис. 2.

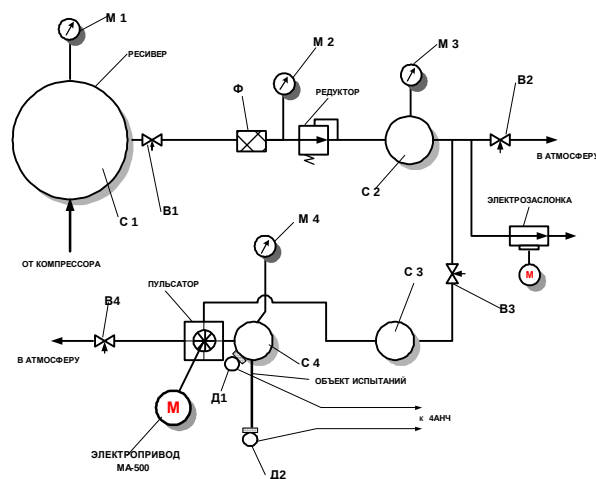


Рис. 1. Пневматическая схема стенда для частотных испытаний зондов при высоком давлении: М1, М2, М3, М4 – манометры; В1, В2, В3, В4 – клапаны; С1, С2, С3, С4 – емкости; Ф – фильтр воздушный; Д1, Д2 – датчики пульсаций давления

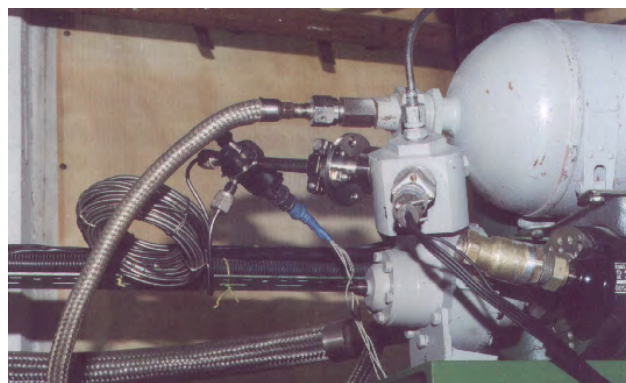


Рис. 2. Общий вид стенда высокого давления. В центре – испытательная камера с датчиком ДД-10 и акустическим зондом П.1422

Конструктивная схема акустического генератора колебаний давления (без электропривода) представлена на рис. 3.

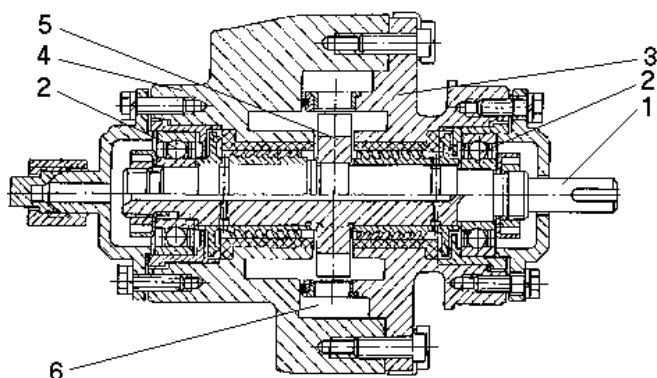


Рис. 3. Конструктивная схема генератора колебаний давления (пульсатора): 1- приводной вал; 2- подшипник; 3- крышка корпуса; 4- корпус; 5-модулирующий диск; 6-объем, связанный с рабочей камерой генератора

Для измерения малых пульсаций давления на фоне высокого среднего давления разработан герметичный корпус с установленным внутри него дифференциальным датчиком давления ДМИ- -0.6-1 (рис. 4).

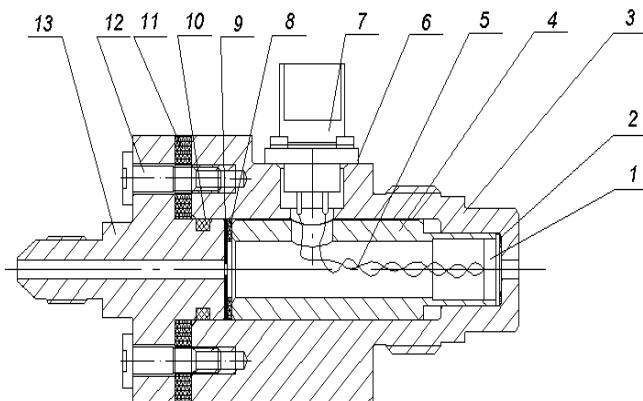


Рис.4. Герметичный корпус с установленным датчиком ДМИ-0.6-1:

1 - датчик ДМИ-0,6-1; 2 - прокладка уплотнительная; 3 - корпус; 4 - проставка; 5 - провод соединительный; 6 - прокладка; 7 - штексельный разъем; 8 - прокладка; 9 - дроссельная шайба; 10 - кольцо уплотнительное; 11 - прокладка; 12 - винт; 13 - крышка со штуцером для подвода стационарной составляющей давления

Основные характеристики стенда представлены в табл. 1.

В качестве примера на рис. 5 приведена типичная осциллограмма пульсирующего давления в генераторе колебаний на частоте

635 Гц в окне программы POVS 21, использовавшейся для обработки данных.

Таблица 1 – Основные характеристики стенда

№ п/п	Параметры	Значения
1	Среднее давление воздуха, МПа	до 2,5
2	Диапазон частот генерируемых колебаний, Гц	до 1000 Гц
3	Диапазон амплитуд пульсаций давления, МПа	0,001...0,02
4	Потребляемая электрическая мощность, кВт	0,5
5	Габариты, м	0,50x0,2x0,7

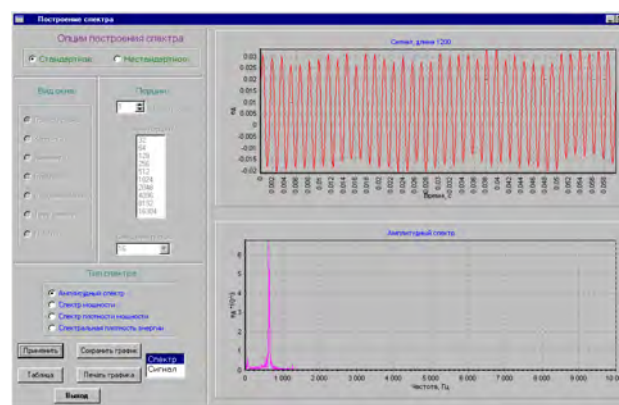


Рис. 5. Форма сигнала в рабочей полости генератора колебаний (вверху) и амплитудный спектр сигнала при основной частоте 635 Гц (внизу) при среднем давлении воздуха 1,0 МПа (осциллограмма)

В качестве одного из объектов для частотных испытаний на пневматическом стенде высокого давления предприятием ОАО СНТК им. Н. Д. Кузнецова был представлен зонд для измерения пульсаций давления П.1526.000.СБ в турбине стационарных ГТД (НК-38 СТ, НК-36 СТ, НК-37). Зонд предназначен для измерения пульсаций давления в диапазоне частот 20...1000 Гц при среднем давлении рабочей среды до 30 кгс/см².

Первичным преобразователем давления в данном устройстве служит датчик пульсаций давления ДД-10-21. Датчик пульсаций давления установлен в корпусе

зонда, закрытом охлаждаемой камерой. Герметичность установки датчика обеспечивается медной прокладкой. Динамическая полость датчика подключена к подводющему акустическому каналу зонда через три отводящих канала диаметром 3 мм и длиной 2 мм, что вместе с камерой перед датчиком давления составляет дополнительный объем около 50 мм³.

Параметры акустического зонда: волноводный канал с внутренним диаметром $d_v = 6$ мм и длиной $l_v = 730$ мм; корректирующий элемент – трубопровод диаметром $d_k = 6$ мм и длиной $l_k = 20$ м, заглушенный со свободного конца и свернутый в бухту диаметром около 0,5 м.

Обработка цифровых осциллограмм с записями колебаний давления, полученных при частотных испытаниях акустического зонда П.1526.000, осуществлялась с целью получения АЧХ и ФЧХ зонда для оценки работоспособности акустического зонда в целом, а также эффективности корректирующих элементов.

Для обработки записей колебаний использовалась программа POVS 21. В последней версии программы реализован алгоритм, позволяющий определять на цифровой осциллограмме с шагом 0.02 Гц по частоте амплитуды и частоты колебаний. Для получения АЧХ осуществляется расчет отношения амплитуд выходного и входного сигналов на частотах в диапазоне 0...10000 Гц с шагом 0.02 Гц. ФЧХ определяется как фазовый сдвиг соответствующих сигналов в том же частотном диапазоне и с тем же шагом.

Частотные испытания зонда П.1526.000 были проведены без акустической нагрузки (резонирующий волноводный канал) и с акустической нагрузкой штатной конфигурации при давлении рабочей среды 4,0 и 13,5 кгс/см².

Ниже на рис.6. в качестве примера представлены расчетная (непрерывная линия на графике) и экспериментальная (точки на графике) АЧХ акустического зонда П.1526.000, определенные в диапазоне 0...100 Гц.

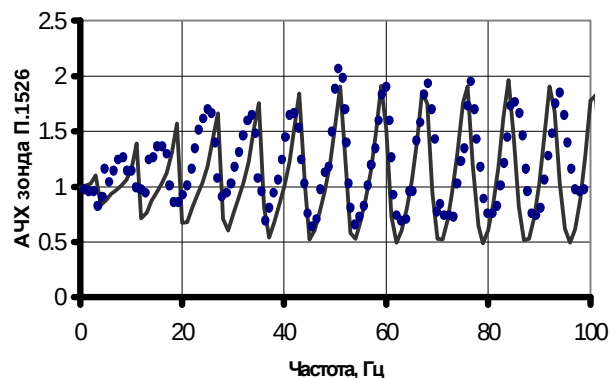


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика акустического зонда П.1526 в диапазоне частот 0...100 Гц:

непрер. линия – расчет с шагом 1 Гц по программе POVS 21: при $P=13,5$ кгс/см², $T = 295$ К, $L_{\text{подв. канал}} = 730$ мм, $d_{\text{подв. канал}} = 6$ мм, $L_{\text{согл. нагр.}} = 20$ м, $d_{\text{согл. нагр.}} = 6$ мм, $V_{\text{пол. датч.}} = 50$ мм³;

точки – эксперимент при $P=13,5$ кгс/см², $T = 295$ К, $L_{\text{подв. канал}} = 730$ мм, $d_{\text{подв. канал}} = 6$ мм, $L_{\text{согл. нагр.}} = 20$ м, $d_{\text{согл. нагр.}} = 6$ мм, $V_{\text{пол. датч.}} = 50$ мм³

Таким образом, созданное оборудование позволило экспериментально определить частотные характеристики ряда зондов, разработанных на ОАО СНТК имени Н.Д. Кузнецова в отделе измерений при среднем давлении до 25 кг/см² и частотах колебаний давления до 1000 Гц.

Библиографический список

1. Шорин, В.П. Гидравлические и газовые цепи передачи информации / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров. - М.: Машиностроение, 2000. - 328 с.
2. Шорин, В.П. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления / В.П. Шорин, Е.В. Шахматов, А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров. – Самара: Изд-во Самарск. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. - 132 с.

References

1. Shorin V.P., Gimadiev A.G., Bystrov N.D. Hydraulic and gas circuits of transfer of the information // M.: Mashinostroenie, 2000. – 328 p.
2. Acoustic methods and means of measurement of pulsations pressure // Shorin V.P., Shahmatov E.V., Gimadiev A.G., Bystrov N.D. -Samara, The Samara state space university, 2007.-132 p.

DYNAMIC TESTS OF PROBES FOR MEASUREMENT OF PULSATIONS PRESSURE AT THE RAISED AVERAGE PRESSURE

© 2009 A. G. Gimadiev¹, N. D. Bystrov¹, S. A. Ilinskij², A. Z. Ermoshkin¹

¹Samara State Aerospace University

²Open Society SNTK of a name of N.D.Kuznetsov

Dynamic tests of probes for measurement of pulsations of pressure in flowing part GTD with devices of correction of frequency characteristics are spent with a view of check of the developed mathematical models of processes and working off (operational development) of pre-production models of probes before them are direct application at various tests газотурбинных engines. For carrying out of dynamic tests with the purpose of experimental working off of probes for measurement of pulsations for conformity of their frequency characteristics settlement on faculty ASEU SGAU efforts of authors had been created the bench equipment and the измерительно-регистрационный комплекс, allowed to spend frequency tests at the raised{increased} average pressure. The created equipment has allowed to define{determine} experimentally frequency characteristics of probes at average pressure up to 25 kg/sm² to frequency of fluctuations of pressure up to 1000 Hz.

Measurements of pulsations of pressure, probes, dynamic tests, flowing path GTD, an oscillator of pressure, the stand for frequency tests of probes

Информация об авторах

Гимадиев Асгат Гатъятович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: iam@ssau.ru. Тел. (846) 335-19-05. Область научных интересов: коррекция динамических характеристик систем измерения давления при испытаниях ГТД.

Быстров Николай Дмитриевич, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: iam@ssau.ru. Тел. (846) 335-19-05. Область научных интересов: коррекция динамических характеристик систем измерения давления при испытаниях ГТД.

Ильинский Станислав Алексеевич, начальник отдела ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова». Тел. (846) 950-71-36. Область научных интересов: коррекция динамических характеристик систем измерения давления при испытаниях ГТД.

Ермошкин Алексей Золеевич, аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: iam@ssau.ru. Тел. (846) 335-19-05. Область научных интересов: коррекция динамических характеристик систем измерения давления при испытаниях ГТД.

Gimadiev Asgat Gatjatovich, the professor of faculty ASEU of Samara state aerospace university. E-mail: iam@ssau.ru. Phone: (846) 335-19-05. Area of research: correction of dynamic characteristics of systems of measurement of pressure at tests GTD.

Bystrov Nikolay Dmitrievich, the professor of faculty ASEU of Samara State Aerospace university. E-mail: iam@ssau.ru. Phone: (846) 335-19-05. Area of research: correction of dynamic characteristics of systems of measurement of pressure at tests GTD.

Ilinsky Stanislav Alekseevich, the chief of a department of Open Society SNTK of a name of academician N.D. Kuznetsov. Phone: (846) 950-71-36. Area of research: correction of dynamic characteristics of systems of measurement of pressure at tests GTD.

Ermoshkin Alexey Zoleevich, the post-graduate student of faculty ASEU of Samara State Aerospace university. E-mail: iam@ssau.ru. Phone: (846) 335-19-05. Area of research: correction of dynamic characteristics of systems of measurement of pressure at tests GTD.

ЛАЗЕРНО-ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКИЙ СПОСОБ ВЫЯВЛЕНИЯ ДЕФЕКТОВ КЛЕЕНЫХ ОБОЛОЧЕК

© 2009 В. И. Мордасов¹, А. Д. Сторож², Н. Е. Гребнев², О. В. Шулепова¹, Е. Г. Иванова¹

¹Самарский государственный аэрокосмический университет

²Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс»

В работе показано, что для выявления дефектов многослойных сотовых крупногабаритных оболочек эффективно использовать способы лазерной вибродиагностики. Наличие дефекта в виде непрочекля отражается распределением интенсивности излучения вытянутой формы. Погрешность способа существенно увеличивается с уменьшением длины пробега лазерного луча, величины амплитуды колебания внешнего слоя оболочки и величины разрешения телекамеры.

Многослойные сотовые конструкции, дефекты, лазерная вибродиагностика

Предъявление жестких требований к качеству и надежности конструкций изделий машиностроения вызывает необходимость создания новых способов и испытательного оборудования для обнаружения дефектов поверхностного слоя изделий. В последнее время широкое применение получили многослойные сотовые крупногабаритные оболочки. Установлено, что большинство аварийных ситуаций обусловлено скрытыми дефектами. Поиск и выявление скрытых дефектов усложняются ограниченными возможностями традиционных механических и оптических методов (невозможность проведения исследований в условиях эксплуатации без остановки и разборки изделий, низкая чувствительность, сложность определения вида повреждения и др.).

При отыскании дефектов внутренней структуры материалов изделий используются различные методы – исследование тепловых потоков, распространяющихся в образце при нагреве лазерным источником излучения, исследование акустической эмиссии дефектов на «просвет» и так далее. Но при выявлении дефектов конструкции, имеющих большие габаритные размеры, все эти методы трудно реализуются. Поэтому используют методы лазерной вибродиагностики, которая позволяет не только обнаружить дефекты, но и более детально их исследовать [3,4].

Основной отличительной особенностью лазерной вибродиагностики является использование в качестве источника инфор-

мации не статических параметров, характеризующих состояние изделия (температура, давления и т.п.), а динамических, вызывающих появление и распространение акустических волн как в самом изделии, так и в окружающей его среде. Форма диагностической информации, заключенной в колебательном процессе независимо от природы его возникновения и способа регистрации, чрезвычайно многообразна. Широкий частотный и динамический диапазоны, малая инерционность, большая скорость распространения колебаний обуславливают быструю реакцию вибрационного сигнала на изменение состояния объекта.

При построении систем контроля непрочекля многослойных сотовых оболочек крупногабаритных изделий сложной геометрической формы эффективно применять лазерный способ с одновременной вибрацией конструкции. Под воздействием вибрации в оболочке возникает колебательный процесс, несущий в себе информацию о состоянии конструкции.

Для выявления дефектов многослойных сотовых крупногабаритных оболочек эффективно использовать способы лазерной вибродиагностики. Наличие дефекта в виде непрочекля отражается распределением интенсивности излучения вытянутой формы. Погрешность способа существенно увеличивается с уменьшением длины пробега лазерного луча, величины амплитуды колебания внешнего слоя оболочки и величины разрешения телекамеры.

Использование лазерных измерительных систем для выявления поверхностных дефектов в виде трещин, забоин, отслоения покрытий, возникающих в процессе эксплуатации объектов, позволяет повысить показатели надежности их элементов, увеличить гарантируемый срок работы с регламентированной безопасностью эксплуатируемых изделий, а также значительно снизить себестоимость диагностики [1,2]. Их преимущества – бесконтактность, высокая информативность, быстрое действие, возможность работы в реальном масштабе времени. Подобные средства позволяют контролировать в процессе изготовления и эксплуатации изделий геометрические параметры их элементов конструкции, размеры, форму, расположение и др. Сканирование лазерного излучения и визуализация изображений имеют превосходства перед другими способами контроля. В связи с этим данное направление исследования по совершенствованию подобных лазерных измерительных систем является своевременным и актуальным.

Выявлено, что основной характеристикой дефекта в виде трещин является параметр, который численно равен числу переотражений. Определены его характерные значения. Выявлена периодическая зависимость величины отраженного сигнала в центре трещины от угла раскрытия трещины и числа переотражений n . Доказана необходимость сканирования поверхности при двух различных углах падения лазерного излучения, при этом величины n_1 и n_2 однозначно определяют геометрию повреждения.

Система выявления поверхностных повреждений многослойных клееных конструкций в виде непрочности состоит из источника лазерного излучения и приемника излучения, телекамеры, оптоволоконного кабеля, которое изолирует лазерное излучение от обслуживающего персонала и дает возможность передачи излучения от стационарного источника на большие расстояния без фокусировки. В данной схеме используются вибраторы колебаний: один с наружной стороны исследуемой поверхности в зоне установки отражающего зеркала, второй с внутренней стороны, обеспечивающий колебания всех участков конструкции.

При построении систем контроля непрочности многослойных сотовых оболочек крупногабаритных изделий сложной формы применяется лазерно-виброакустический способ дефектоскопии. В процессе диагностики регистрируется интерференционное изображение отраженного сигнала с кольцевой структурой, имеющее максимум интенсивности излучения в центре. При отсутствии дефекта характерно изображение в виде концентрических окружностей с кольцами равной толщины. При наличии дефекта в виде непрочности интерференционная картина отраженного сигнала принимает вытянутую форму или имеются смещения и разрывы интерференционных полос, а также смещение максимума интенсивности.

Используемый метод диагностики характеризуется рядом преимуществ по сравнению с традиционными методиками: является бесконтактным методом диагностики; в установке используется оптоволокно, позволяющее передавать лазерное излучение на расстояние до сотен метров и защищающее персонал от лазерного излучения; возможность получения обобщенного сигнала, аналогичного сигналам от нескольких независимых датчиков; автоматизированная регистрация и обработка изображения осуществляется с помощью персонального компьютера; возможность проведения диагностики в реальном масштабе времени (в течение 1...2 с).

Ранее разработанный стенд [1] для обнаружения поверхностных дефектов по результатам измерения интенсивности отраженного лазерного излучения при сканировании по поверхности детали включает в свой состав гелий-неоновый лазер (ЛГИ-224-1, $\lambda=0,63$ мкм), стеклянную пластину для формирования опорного сигнала, два оптических ваттметра поглощаемой мощности ОМЗ-65 для регистрации сигналов опорного и измерительного каналов, плоские зеркала и собирающие линзы для направления излучения. Как показали данные исследования, резкое снижение интенсивности отраженного излучения на величину до 50...98% свидетельствует о наличии царапин, трещин и повреждения покрытий. Размеры дефекта определяются разностью координат, соответствующих резкому снижению сигнала и его возрастанию до прежнего уровня. Вероятность распознавания дефек-

тов зависит от соотношения размеров пятна излучения на поверхности и дефекта, а также шага сканирования и размера дефекта. Распознавание дефекта невозможно, если его площадь значительно меньше площади сканирующей аппаратуры излучения и шаг сканирования превышает размеры дефекта.

В результате обработки параметров снятого сигнала получаем световое пятно эллиптической формы с наклоненными оптическими осями с распределением интенсивности, в центре – максимум интенсивности. При отсутствии дефекта структура представляет собой равномерное распределение интенсивности в сечении пучка лазерного излучения правильной кольцевой формы. При наличии дефекта в виде непрочности распределение интенсивности принимает вытянутую форму, с нарушенной структурой со смещенным максимумом интенсивности.

На рис.1 приводится схема испытательного стенда. Используется лазер ЛГН 224-1 мощностью излучения 8 мВт, расходимостью светового потока 0,05 рад, длиной волны излучения 0,56 мкм. Для передачи излучения в рабочую зону применяется оптоволокну. Обработка информации осуществляется телекамерой Watec с объективом MC SONNAR3.5/135 CARL ZEISS JENA DDR, вычислительным блоком ПК с использованием программы для обработки данных AverTV. Вибратор имеет частоту генерации 50 Гц с амплитудой колебаний 0,01 ... 0,5 мм.

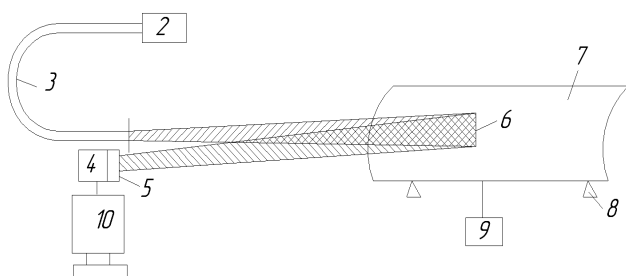


Рис.1. Схема испытательного стенда для выявления внутренних дефектов многослойных сотовых конструкций: 1 – лазерное излучение; 2 – источник излучения; 3 – оптоволокну, 4 – телекамера, 5 – объектив телекамеры, 6 – зеркало, 7 – образец крупногабаритной оболочки, 8, 9 – вибраторы, 10 – вычислительный блок

Работа стенда осуществляется следующим образом. Поток лазерного излучения 1 от стационарного источника 2 с помощью оптоволокну 3 передается на оптическую го-

ловку 6, закрепленную на исследуемой поверхности клееной многослойной сотовой крупногабаритной оболочки 7. Оболочка устанавливается на неподвижные опоры 8. Отраженное излучение принимается объективом с экраном 5 телекамеры 4 и обрабатывается в вычислительном блоке 10. Вибратор колебаний 9, расположенный с внутренней стороны, обеспечивает колебания исследуемой оболочки. Оптическая головка имеет основание, рычажную систему, приводимую в колебание бойком. На рычажной системе установлено плоское зеркало. Перед началом диагностики оболочка делится на несколько квадратов определенных размеров, в пределах которых располагается оптическая головка, перемещаемая в процессе измерений по ее поверхности.

Система выявления дефектов многослойной клееной конструкции, состоящая из источника и приемника излучения в виде телекамеры, отличается тем, что введено оптоволокну, которое изолирует лазерное излучение от обслуживающего персонала и дает возможность, с использованием оптической линзы, передачи излучения от стационарного источника на большие расстояния без фокусировки, так как торец волокна обработан в виде сферической поверхности.

В результате проведенных исследований получены распределения интенсивности в виде пятен с кольцевой структурой в случае бездефектной поверхности (рис. 2а) и с кольцевой структурой при наличии дефекта в виде непрочности (рис. 2б).

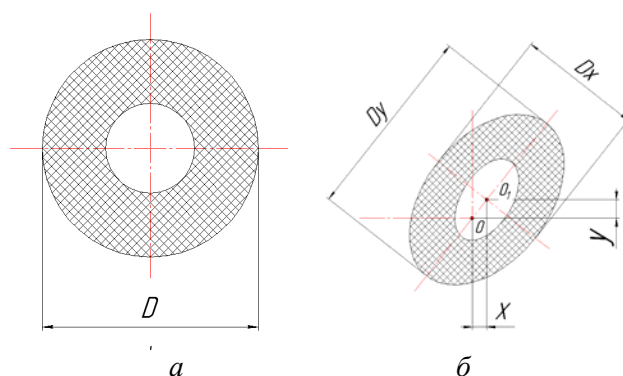


Рис. 2. Расположение светового пятна на экране при колебательном воздействии на многослойную клееную оболочку без наличия дефекта (а) и при колебательном воздействии на многослойную клееную оболочку в случае наличия дефекта (б); x, y – величины смещения центральной области

Как видно из рис.2, при наличии дефекта в виде непрочек несущего слоя многослойной сотовой крупногабаритной оболочки распределение интенсивности излучения имеет смещение максимума, а пятно эллиптическую форму.

Схема определения погрешности лазерного вибрационного способа выявления дефектов многослойной сотовой крупногабаритной оболочки и схема для определения перемещения зеркала показаны на рис. 3.

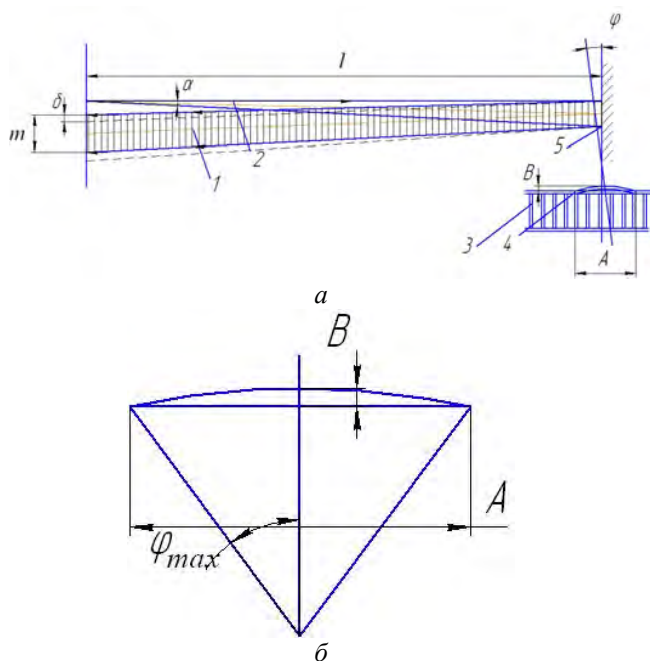


Рис. 3. Схема определения погрешности лазерного способа выявления поверхностных повреждений многослойных клееных конструкций (а) и схема для определения перемещения зеркала (б):

- 1 – отраженный лазерный луч;
- 2 – падающий лазерный луч;
- 3 – многослойная клееная оболочка;
- 4 – участок непрочек внешней тонкостенной пластины; 5 – плоское отражающее зеркало

Здесь введены обозначения: l – длина пробега лазерного луча; φ – угол поворота зеркала; α – расходимость лазерного потока; A – длина участка непрочек; B – величина амплитуды колебания внешней тонкостенной пластины; m – диаметр лазерного пятна на внешней линзе объектива телевизионной камеры; δ – величина смещения лазерного пятна; β – величина разрешения телекамеры. Величина смещения лазерного пятна определяется следующей зависимостью:

$$\delta = \frac{4(l + \Delta l)(A + \Delta A)(B + \Delta B)}{(A + \Delta A)^2 - 4(B + \Delta B)^2}. \quad (1)$$

Для случая изменения величин основных параметров изменяются в пределах: $l = 2000 \dots 3000$ мм, $\Delta l = 5$ мм; $A = 20 \dots 50$ мм, $\Delta A = 5$ мм; $B = 0,01 \dots 0,5$ мм, $\Delta B = 0,01$ мм; $\beta = 0,01$ мм; $\delta = 0,01$ мм. Зависимости изменения величины смещения лазерного пятна при выявлении дефектов многослойных крупногабаритных оболочек представлены на рис. 4. Погрешность способа выявления дефектов многослойной сотовой крупногабаритной оболочки Δ существенно увеличивается с возрастанием длины участка непрочек A и величины разрешения телекамеры β , с уменьшением длины пробега лазерного луча l , величины амплитуды колебания внешней пластины клееной конструкции B .

Выявление дефектов многослойных сотовых крупногабаритных оболочек проводилось на предложенном испытательном стенде (рис.1). В качестве образцов использовались цилиндрические оболочки размером 1500, 1200 мм с радиусом кривизны 2000 мм. Материал оболочки: трехслойный композиционный материал толщиной 25 мм с несущим слоями из углепластика на связующей их эпоксидной смоле. Заполнителем являются алюминиевые сотовые панели с величиной грани 2,5 мм. Направление потоков лазерного излучения совпадало с волновым вектором вибрации. Оптическая головка устанавливалась на внешней поверхности оболочки в центре участков непрочек размерами $A = 35 \times 35$ мм и $A = 50 \times 50$ мм. Длина хода лучей составляла величину $L = 2250 \pm 10$ мм и $L = 2750 \pm 10$ мм.

Величина смещения светового пятна при наличии дефекта составляла диапазон $\Delta = 2 \dots 75$ мм (рис.4). В других областях оболочки без наличия дефекта изменение формы светового пятна и его перемещение не происходило. Имеется незначительное отличие экспериментальных величин Δ от расчетных значений с погрешностью менее 5%.

Таким образом, лазерная вибродиагностика непрочек позволяет в процессе изготовления изделий контролировать наличие дефектов, их размеры, форму, расположение и др. Сканирование лазерного излучения и визуализация изображения имеют превосходство перед другими способами контроля.

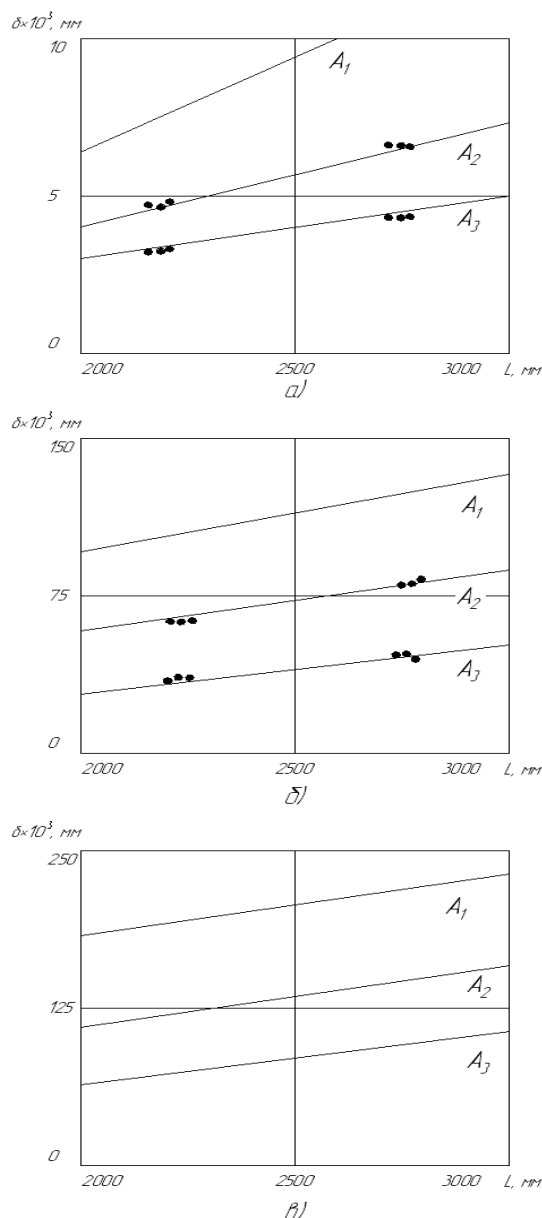


Рис. 4. Зависимости изменения величины смещения лазерного пятна при выявлении поверхностных повреждений многослойных клееных конструкций от основных параметров установки: $B = 0,01$ мм (а); $0,25$ мм (б); $0,5$ мм (в), $\beta = 0,01$ мм; $\Delta A = 5$ мм; $\Delta B = 0,01$ мм; $\Delta l = 5$ мм; $A_1 = 20$ мм; $A_2 = 35$ мм; $A_3 = 50$ мм

При отсутствии дефекта в оболочке наблюдается в сечении пучка лазерного излучения равномерное распределение интенсивности правильной кольцевой формы. Дефекты в виде непрочия приводят к распределению интенсивности вытянутой формы с нарушенной структурой и смещенным максимумом интенсивности.

Библиографический список

1. Мордасов, В.И. Обнаружение повреждений при нанесении покрытий на металлическую поверхность [Текст] / В.И. Мордасов, Н.А. Сазонникова // Изд-во Акад. наук «Металлы». – 2000. – №4. – С.105-109.

2. Мордасов, В.И. Выявление поверхностных повреждений покрытий оптическим методом [Текст] / В.И. Мордасов, Н.А. Сазонникова // М.: Перспективные материалы. – 2000. – №3. – С.95-99.

3. Тварадзе, С.В. Вопросы оперативного выявления дефектов силовых установок транспортных средств [Текст] / С.В. Тварадзе, А.П. Ушаков // Межвуз. темат. сборн. научн. трудов «Проблемы эксплуатации и совершенствования транспортных систем»: С.-Петербург: Изд-во Акад. гражд. авиации. – 2005. – Т.10. – С.174-206.

4. Гаспаров, М.С. Акустическая и вибрационная диагностика пневмо- и гидросистем [Текст] / М.С. Гаспаров, А.И. Кох, С.А. Петренко: учеб. Пособие // Самара: Изд-во Сам. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 84 с.

References

1. Mordasov, V.I. Damage detecting at the cavities applying on the metal surface [Text]/ V.I. Mordasov, N.A.Sazonnikova //Issue of Russian Academia of Sciences, «Metals». – 2000. – №4. – P.105-109.

2. Mordasov, V.I. Surface damages detecting by optical method [Text]/Moscow: “Advantage materials”.– 2000. – №3. – P.95-99.

3. Tvaradze, S.V. The questions of the routine defects detecting in power installation of transport means [Text]/ S.V. Tvaradze, A.P.Ushakov// Thematical Collected volume of scientific works «The problems of exploitation and improvement of transport systems» S-Petersburg: Issue of Civil aviation Academy. – 2005. – V.10. – P.174-206.

4. Gasparov, M.S. Acoustics and vibrating diagnostics of pneumatic and hydraulic systems [Text]/ M.S. Gasparov, A.I. Koh: Educational book// Samara: Samara State Aerospace University. – 2006.-84 p.

LASER VIBRATING METHOD OF GLUING SHELLS DEFECTS DETECTING

© 2009 V. I. Mordasov¹, A. D. Storozh², N. E. Grebnev², O. V. Shulepova¹, E. G. Ivanova¹

¹Samara State aerospace university

²Samara space centre "TsKB-Progress"

This paper shows the advantages of Laser vibrating diagnostic method for ungluing joints detecting in sandwich large-sized shells. The defects presents is detected by extended reflected laser spot form. The error of the method is increased significantly with reducing of laser beam distance, shall external layer vibrating amplitude and CCD resolution.

Sandwich large-sized shells, defects, laser vibrating diagnostics

Информация об авторах

Мордасов Василий Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры Автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-46-65. Область научных интересов: создание лазерных информационно-измерительных систем и исследование взаимодействия высокоэнергетических потоков излучения с твердыми веществами.

Сторож Александр Дмитриевич, первый заместитель генерального конструктора – первый заместитель начальника Научно-производственного ракетно-космического центра «ЦСКБ-Прогресс». E-mail: storogh.ad@gmail.com. Область научных интересов: создание, контроль и испытания космических летательных аппаратов.

Гребнев Николай Егорович, начальник отделения Научно-производственного ракетно-космического центра «ЦСКБ-Прогресс». Область научных интересов: создание конструкции головного обтекателя ракеты-носителя и методы его дефектоскопии.

Шулепова Ольга Викторовна, аспирант кафедры Автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-46-65. Область научных интересов: лазерно-вибрационные методы диагностики оболочек.

Иванова Елена Георгиевна, аспирант кафедры Автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-46-65. Область научных интересов: лазерные измерительные системы.

Mordasov Vasily Ivanovich, The doctor of technical sciences, professor of Automatic systems of energy devices cathedra of Samara State aerospace University. Phone: (846) 267-46-65. Area of research: laser information and measurement systems, creation and investigation of high-energy flows and hard materials interaction.

Storozh Alexander Dmitrievich, First Deputy General Designer – First Deputy Head of Samara space centre "TsKB-Progress". E-mail: storogh.ad@gmail.com. Area of research: spacecraft construction, control and testing.

Grebnev Nikolay Egorovich, The head of department of Samara space centre "TsKB-Progress". Area of research: rocket fairing construction and defectoscopy.

Shulepova Olga Viktorovna, The postgraduate of Samara state aerospace university. Phone: (846) 267-46-65. Area of research: laser vibrating diagnostics systems.

Ivanova Elena Georgievna, The postgraduate of Samara state aerospace university. Phone: (846) 267-46-65. Area of research: laser measurement systems.

УДК 629.78.05

КИСЛОРОДНО-ВОДОРОДНАЯ ДВИГАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА НА ОСНОВЕ ЭЛЕКТРОЛИЗА ВОДЫ И ЖРДМТ НА КОМПОНЕНТАХ $H_2 + O_2$ ДЛЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МКА

© 2009 А. С. Гуртов¹, Е. А. Лапшин², М. В. Макарьянц¹, В. В. Рыжков², М. В. Силютин²

¹Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс»

²Самарский государственный аэрокосмический университет

Объектом исследования является перспективный кислородно-водородный двигатель для маломассогабаритного космического аппарата на основе электролиза воды и ЖРДМТ на компонентах $H_2 + O_2$. Предложена пневмогидравлическая схема двигателя маломассогабаритного космического аппарата и проведено сравнение её вариантов по массовым параметрам. Разработана пространственная электронная модель двигательной установки маломассогабаритного космического аппарата.

Маломассогабаритный космический аппарат (МКА), кислородно-водородная двигательная установка с электролизом воды (ДУ), энергомассовые параметры, электролизерная группа (ЭГ), жидкостные ракетные двигатели малой тяги (ЖРДМТ)

В настоящее время одним из актуальных направлений развития космического машиностроения является разработка малых космических аппаратов (МКА). Применение такого типа КА принципиально изменит технологию получения информации из космоса. Малые КА обладают ценовой, временной и технологической привлекательностью.

Система управления пространственным положением аппарата – важная составная часть, в значительной степени влияющая на эффективность МКА.

Выбор, проектирование и создание двигательной установки (ДУ) является комплексным решением, основанным на целевом назначении аппарата, длительности функционирования КА, энергомассовых характеристиках двигательной установки, степени отработки двигателей и других определяющих факторах.

Поскольку создание ряда МКА различного назначения – это задача на длительную перспективу, возникает потребность в сравнительной оценке габаритных и энергомассовых параметров ДУ с ЖРДМТ на компонентах топлива НДМГ+АТ и на продуктах электролиза воды, удовлетворяющих запросам аппарата в части выполнения запланированных маневров.

Предположительно, вторая из них обладает рядом преимуществ, которые сводятся к следующему.

Улучшаются динамические свойства МКА за счет приближения реального минимального импульса ЖРДМТ на компонентах газ+газ к прямоугольному (соответствующему сигналу системы управления) и реального предельного цикла движения – к теоретическому (максимальная точность и минимальные затраты топлива на выполнение маневра).

Существуют предпосылки снижения массовых параметров ДУ при одинаковом суммарном импульсе за счет снижения массы более высокоэнергетичного топлива, необходимого для выполнения программы полета, и создания дополнительных агрегатов и элементов ДУ с высоким массовым совершенством (например, использование электролизеров с твердополимерным электролитом и т.д.).

Снимается проблема загрязняющего воздействия факела ЖРДМТ на элементы МКА (солнечные батареи, оптические устройства и т.д.).

Улучшается экология собственно атмосферы МКА, снижаются требования по технике безопасности к стендовым установкам и др.

Учитывая сказанное, создание научно-технического задела для разработки двигательных установок на кислородно-водородном топливе является весьма актуальным.

Попытки разработать двигательные установки на кислородно-водородном топливе предпринимались в России и за рубежом неоднократно [1...4].

Однако только к настоящему времени возникли предпосылки к реальному созданию ДУ с ЖРДМТ на продуктах электролиза воды с высоким энергомассовым совершенством.

Результаты расчетной оценки энергомассовых параметров кислородно-водородной ДУ на основе электролиза воды

Для выполнения в работе проектно-расчетного исследования перспективной кислородно-водородной двигательной установки на основе электролиза воды для системы управления МКА в качестве исходных данных приняты:

- суммарный импульс тяги - $I_{\Sigma} \sim 7,25 \cdot 10^5$ Нс;
- время активного функционирования КА ~ 5 лет;
- энергообеспечение аппарата - $\sim 0,8$ кВт;
- масса аппарата - $\sim 1,5$ т;
- число двигателей в ДУ - 16;
- число (тяга) ЖРДМТ коррекции - 4 (100Н);
- число (тяга) ЖРДМТ ориентации - 12 (6Н);
- удельный импульс тяги ЖРДМТ коррекции - 2950 м/с;
- удельный импульс тяги ЖРДМТ ориентации - 2500 м/с.

Для сравнения параметров предлагаемой ДУ использован вариант базовой двигательной установки на компонентах НДМГ и АТ, основные массовые параметры которой приведены в табл.1.

Таблица 1 - Интегральные массовые параметры ДУ на топливе НДМГ и АТ

1	Масса заправляемого топлива, кг	~ 275
2	Масса конструкции ДУ, кг	~ 120
3	Масса заправленной ДУ, кг	~ 395

В предлагаемой кислородно-водородной ДУ на основе электролиза воды экономия массы реализуется за счет применения более высокоэнергетичного по сравнению с НДМГ и АТ кислородно-водородного топлива (удельный импульс тяги последнего превосходит штатную топливную пару $\sim$ в 1,5 раза).

В подтверждение сказанного на рис. 1 приведены результаты расчета удельного импульса тяги для сравниваемых компонентов топлива [5].

Расчет, выполненный по методике [6], показывает, что возможно снижение массы

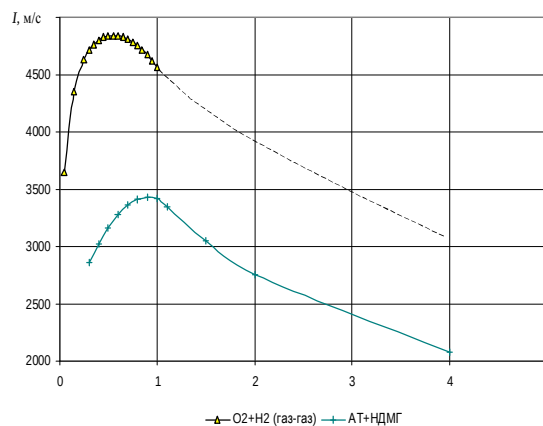


Рис. 1. Зависимость удельного импульса тяги от коэффициента избытка окислителя для сравниваемых компонентов топлива

кислородно-водородной ДУ при заданном суммарном импульсе тяги ($I_{\Sigma} \sim 7,25 \cdot 10^5$ Нс) на величину $\Delta m \sim 80$ кг (до 15%), по сравнению с ДУ на штатном топливе.

Результаты расчета представлены на рис. 2.

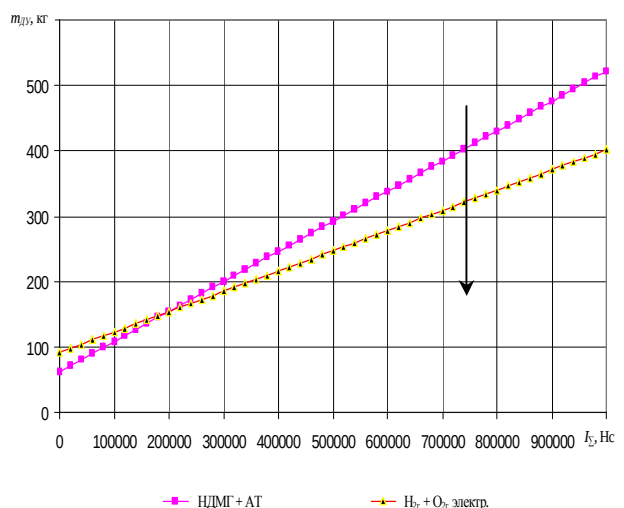


Рис. 2. Зависимость общей массы двигательной установки от суммарного импульса тяги

Следует отметить, что двигательная установка на штатных компонентах топлива кроме самостоятельного значения – как вариант с прогнозируемыми энергомассовыми показателями, сроками изготовления, доводки и отработки - используется в качестве базового для сравнения с пара-

метрами ДУ других типов и служит ориентиром по функциональным возможностям установки для МКА.

Альтернативным решением по ДУ МКА является разработка двигательной установки на базе электролиза воды в специальных электролизерах с получением компонентов ракетного топлива $H_{2г}$ и $O_{2г}$ на борту КА, а также с ЖРДМТ на этих компонентах. Преимущества такой ДУ (на газообразном кислороде и водороде) обсуждены выше, поэтому имеет смысл сравнить её энергомассовые параметры с ДУ на компонентах НДМГ + АТ.

Основные представления о двигательной установке МКА можно составить на основе принципиальной пневмогидравлической схемы, которая должна обеспечить:

— функционирование ракетных двигателей, в полном объеме задач, возложенных на систему управления МКА;

— необходимый перечень технологических операций, реализуемый на различных этапах отработки и эксплуатации ДУ;

— надежность всех систем ПГС (использование минимально возможного количества элементов) и др.

Принципиальная пневмогидравлическая схема кислородно-водородной двигательной установки на базе электролиза воды для маломассогабаритного космического аппарата дистанционного зондирования Земли представлена на рис. 3.

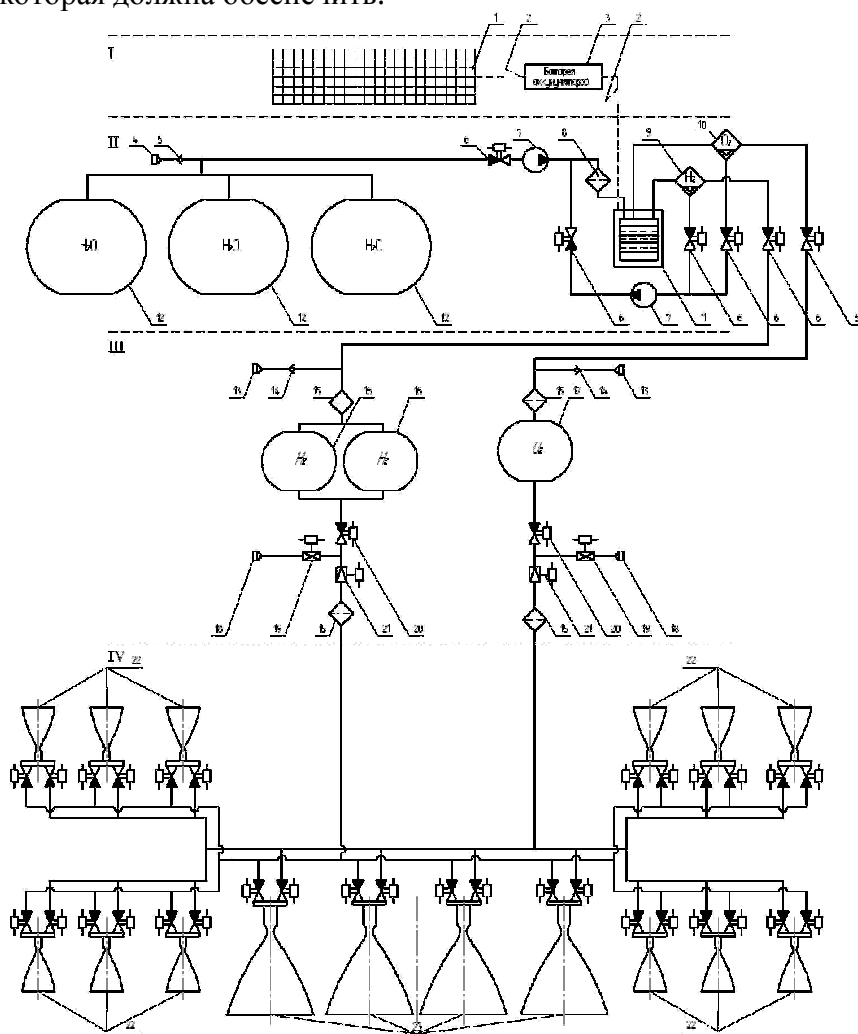


Рис. 3. Принципиальная ПГС кислородно-водородной ДУ:

- 1 – панели солнечных батарей; 2 – транзисторные ключи; 3 – аккумуляторная батарея; 4 – заправочные приспособления для воды; 5 – обратный клапан; 6 – электрогидроклапаны; 7 – электронасосы; 8 – фильтр; 9, 10 – разделители (сепараторы); 11 – электролизер с твердотопливным электролитом; 12 – водяной бак; 13 – заправочные приспособления; 14 – обратные клапаны; 15 – фильтры; 16 – водородные емкости (баки); 17 – кислородная емкость (бак); 18 – дренажные приспособления; 19 – дренажные электропневмоклапаны; 20 – электрогидроклапаны; 21 – электропневмоклапаны; 22 – ЖРДМТ управления (12 шт. по 6 в блоке); 23 – ЖРДМТ корректирующие (4 шт. в блоке)

Двигательная установка включает следующие составные части:

I – элементы системы электропитания МКА;

II – систему обеспечения работоспособности и собственно электролизерную группу;

III – систему хранения и подачи газобразных компонентов ракетного топлива;

IV – исполнительные органы системы управления МКА – ЖРДМТ (блок двигателей коррекции и два блока двигателей управления).

Отличительной особенностью разработанной двигательной установки для МКА от аналогов на двухкомпонентных топливах (типа НДМГ+АТ) и унитарных (типа гидразина) является наличие электролизерной группы, вырабатывающей компоненты ракетного топлива на борту КА, используя ресурсы СЭП КА.

Назначение составных частей ДУ следующее:

- Система электропитания МКА (I) обеспечивает, по мере необходимости, питание: электролизерной группы (собственно электролизера, насосов, один из которых подает воду из бака в электролизер, а другой – из сепараторов в электролизер, электрогидроклапаны этой группы); электропневмоклапанов, дренажных клапанов, управляющих редукторов; ЖРДМТ (электропневмоклапаны и агрегаты зажигания).

- Электролизерная группа (II), которая в процессе электролиза воды генерирует газобразные кислород, водород и аккумулирует их в соответствующих емкостях (баках), обеспечивает заправку бака водой, её слив, поддержание рабочего давления электролизера.

- Система хранения и подачи компонентов ракетного топлива (III) предназначена для хранения газовых компонентов и подачи их под определенным давлением в ЖРДМТ, а также автономной заправки соответствующих баков $H_{2г}$ и $O_{2г}$, их дренажа, технологических операций и др.

- Система корректирующих и управляющих двигателей (IV) реализует циклограмму работы ДУ по командам бортового управляющего компьютера, тем самым обеспечивая выполнение МКА заданных маневров на орбите.

Отметим отличия двигательных установок, которые заключаются в следующем: за счет применения ЖРДМТ на более высокоэнергетичном топливе масса компонентов (воды) при реализации заданного суммарного импульса существенно меньше. Отсутствует необходимость в системе наддува, поскольку используются компримированные газы высокого давления.

В то же время, дополнительно в составе установки появляется электролизерная группа, объединяющая бак с водой, электролизер, насосы высокого давления, сепараторы, арматуру, что приводит к росту массы ДУ. Возникает необходимость в подключении электролизера к СЭП КА. Требуется также обеспечить электропитание агрегатов зажигания ЖРДМТ системы управления, работающих на несамовоспламеняющихся компонентах химического ракетного топлива.

Принципиальным является то обстоятельство, что вопросы энергообеспечения, в первую очередь электролизера, решаются без увеличения мощности и массы солнечных и аккумуляторных батарей, учитывая энергопотребление, суммарное время работы электролизера и возможности циклического заполнения топливных баков $H_{2г}$ и $O_{2г}$ до требуемого давления.

Расчеты массовых параметров кислородно-водородной ДУ на основе электролиза воды и ЖРДМТ на компонентах $H_{2г}$ и $O_{2г}$ сведены в табл. 2, где поэлементно для основных агрегатов, за исключением арматуры, трубопроводов, рам и узлов крепления, которые оценены суммарно, определены массы составляющих ДУ.

Результаты расчета параметров ДУ доведены до трех интегральных величин: суммарной массы топлива, массы конструкции ДУ, массы заправленной ДУ, которые в достаточной степени характеризуют совершенство разработки и могут быть использованы в качестве критериев оценки и выбора вариантов. Нужно отметить, что при одинаковых или близких результатах необходимо привлекать дополнительные критерии. Важными факторами являются также состояние разработок (опыт подобных разработок), экономическая составляющая и некоторые другие.

Таблица 2- Параметры ДУ с ЖРДМТ на компонентах топлива $H_{2r} + O_{2r}$

Наименование параметров	Значения параметров ДУ
Компоненты топлива	$H_{2r} + O_{2r}$
Число (тяги) двигателей коррекции, Н	4(100)
Число (тяги) двигателей ориентации и стабилизации, Н	12(6)
Среднесуточное энергопотребление при работе ДУ, Вт	*
Удельный импульс тяги ЖРДМТ, м/с	4200
Рабочие запасы топлива (воды), кг	173
Гарантийные запасы компонентов топлива на поддержание давления в баллонах $H_2 + O_2$ и компенсацию характеристик двигателей, кг	3
Объем баков для размещения горючего H_{2r} , л	$2 \times 30 \rightarrow 60$
Объем баков для размещения окислителя O_{2r} , л	30
Объем бака для размещения воды, л	$3 \times 65 \rightarrow 195$
Масса топливных баков, кг	$3 \times 11 \rightarrow 33$
Масса водяных баков низкого давления, кг	$3 \times 10 \rightarrow 30$
Масса двигателей, кг	20
Масса арматуры, трубопроводов, рам и узлов крепления, кг	$44 + ** \ 28 \rightarrow 72$
Суммарная масса топлива (воды), кг	176
Масса конструкции ДУ с учетом АПУ, кг	154
Масса заправленной ДУ, кг	330

* Энергопотребление кислородно-водородной ДУ с электролизом воды составляет до 1 кВт при работе электролизера, но предполагается организовать работу СЭП КА без увеличения мощности и массы из-за особенностей ДУ.

** Дополнительная масса электролизера, насосов и сепараторов экспертно оценивается: $m \sim 28$ кг.

Поэлементный расчет массы ДУ кислородно-водородной ДУ приводит к следующим результатам:

- суммарная масса топлива (воды) ~ 176 кг;
- масса конструкции ДУ ~ 154 кг;
- масса заправленной ДУ ~ 330 кг.

Экономия массы предлагаемой ДУ по сравнению с базовой: $\Delta m \sim 65$ кг.

Представляет интерес рассмотрение группы проблем, связанных с работой двигательной установки при выполнении основных маневров МКА.

Расчетная информация собрана в табл. 3.

Наиболее сложными в реализации являются маневры перехода МКА с орбиты выведения на рабочую орбиту и затопления МКА, поскольку выработка исполнительными органами системы управления – ЖРДМТ потребного импульса тяги требует

значительных объемов емкостей для хранения газообразных «О» и «Г», ресурсов СЭП космического аппарата на цели получения газообразных компонентов топлива и обеспечения работы электролизерной группы.

С точки зрения минимальных массовых параметров ДУ, располагаемой мощности системы электропитания и требований по динамике, предъявляемых к аппарату, целесообразным принято поэтапное (в три этапа) довыведение МКА и в восемь этапов затопление космического аппарата.

Орбитальная работа МКА: выход аппарата в заданный район, его ориентация и коррекция орбиты (см. табл. 3) не является критичной в части требований к двигательной установке.

Если конфигурация ДУ обеспечивает выполнение первого и пятого маневра табл. 3, то и реализация орбитальных маневров (2, 3, 4), выполняется, безусловно, тем более,

Таблица 3 – Параметры кислородно-водородной ДУ при выполнении основных маневров МКА

№ п/ п	Маневр МКА	Значение импульса тяги, Нс	Время соверше- ния манев- ра, с	Необхо- димый запас раб. тела, кг	Время выполнения маневра, сут			Примечания
					Производитель- ность электроли- зера, м ³ /ч			
					0.1	0.2	0.25	
1	Переход МКА с орбиты выве- дения на рабо- чую орбиту	173000	432,5	41,2 4,58/36,62	13,32	6,66	5,33	Первая заправка на Земле m _{H2} =1,684 кг m _{O2} =13,47 кг p ₆ =35МПа и 3 заправки в про- цессе вып. маневра
2	Выход МКА в заданный район (до 10 раз, вре- мя маневра до 3 сут)	230000 (23000)	57,5	54,8 (5,48) 0,6/4,88	2,78	1,39	1,11	ДУ работает 2 раза в год
3	Ориентация МКА (до 80 вкл. ДО)			0,23 0,028/0,204	0,12	0,06	0,048	ДУ работает 3 раза в 2 мес. 18 кг на 80 вкл.
4	Коррекция ор- биты МКА и др. (до 80 вкл. КТД)	42000 (525)	1,3	10,0 (0,125) 0,015/0,11	0,07	0,035	0,028	ДУ работает 3 раза в 2 мес.
5	Затопление МКА в задан- ном районе ми- рового океана (неогр. время)	280000	700	66,7 7,41/59,29	34,3	17,1	13,7	Необходимо обес- печить до 8 запра- вок топл. баков и 8 циклов работы ДУ

что жесткие требования к динамике МКА в этот период работы космического аппарата не предъявляются.

Важным вопросом разработки перспективной кислородно-водородной ДУ на базе электролиза воды является выбор параметров производительности бортового электролизера.

Расчетная информация для этого представлена в правой части табл. 3.

Нужно иметь ввиду, что с одной стороны – динамические свойства МКА требуют большей производительности электролизера, с другой – большего энергопотребления и массы электролизерной группы. Компромисс этих противоречивых требований может быть достигнут при следующих основных параметрах электролизера: рабочее давление 20,0 МПа, энергопотребление ≤ 1 кВт, производительность по водороду $\sim 0,2$ м³/час, масса электролизерной группы ~ 28 кг (масса электролизера ~ 10 кг). При

этом время выполнения маневров представлено в табл. 3.

Логика работы кислородно-водородной ДУ, исходя из задач КА, принята следующей. В наземных условиях топливные емкости МКА заправляются газообразным кислородом и водородом, переход аппарата с орбиты выведения на рабочую осуществляется в три этапа около 6,5 суток, орбитальная работа ДУ осуществляется в соответствии с задачами МКА, маневр затопления обеспечивается в 8 этапов (около 17 суток).

Электронная модель кислородно-водородной ДУ на базе электролиза воды и ЖРДМТ на компонентах $H_{2г} + O_{2г}$

Решение задач проектирования и подготовки производства сложных изделий ракетно-космической техники в настоящее время невозможно без применения современных, в том числе, информационных технологий.

Для реализации компьютерной технологии проектирования и производства

применяются системы инженерного анализа, собственно проектирования и технологической подготовки производства (CAE/CAD/CAM) высокого уровня, а также системы управления проектом (PDM). В этой логике разработана пространствен-

ная модель перспективной кислородно-водородной двигательной установки на базе электролиза воды и ЖРДМТ на компонентах $H_{2г} + O_{2г}$, в соответствии с ПГС ДУ (рис. 3).

На рис. 4 приведен общий вид компоновки ДУ (один из вариантов).

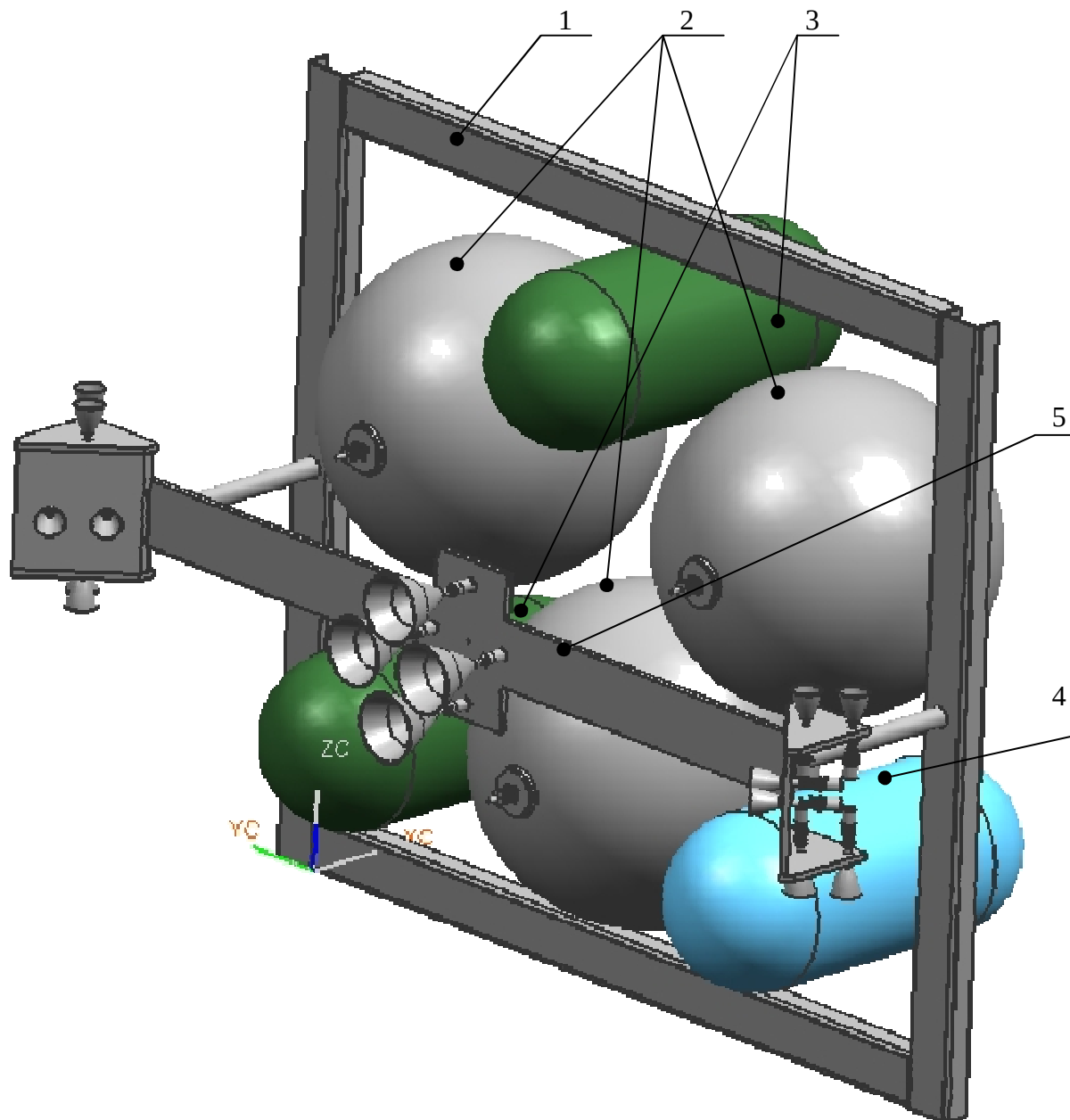


Рис. 4. Вариант компоновки кислородно-водородной ДУ на базе электролиза воды и ЖРДМТ на компонентах $H_{2г} + O_{2г}$ для МКА:

1 – крепежная рама; 2 – емкости с водой; 3 – баки с газообразным водородом;
4 – бак с газообразным кислородом; 5 – балка с корректирующими и управляющими ЖРДМТ

Назначение составляющих ДУ ясно из принципиальной схемы двигательной установки (рис. 3), поэтому используя возможности 3-D моделирования целесообразно рассматривать компоновочные свойства установки.

В представленном варианте компоновка выбрана исходя из работы составных частей и соображений удобства обслуживания элементов. Возможны варианты с меньшими габаритами за счет минимизации свободного пространства,

вариант, сопрягаемый с компоновкой платформы МКА и др.

Основным конструктивным элементом, на котором крепятся все элементы ДУ, является кронштейн аппарата, форма которого должна повторять или которым должна быть заменена крепежная рама установки.

Таким образом, разработанная пространственная электронная модель кислородно-водородной двигательной установки на базе электролиза воды и ЖРДМТ на компонентах $H_{2г} + O_{2г}$ позволяет визуально представить компоновку ДУ МКА и, что более важно, рассмотреть различные варианты её исполнения, а также на базе компоновочной информации и данных инженерной проработки осуществить выбор наиболее рационального из них.

Выводы

В результате выполненных в работе проектно-расчетных работ по оценке энергомассовых параметров кислородно-водородной ДУ на базе электролиза воды и ЖРДМТ на компонентах $H_{2г} + O_{2г}$ для системы управления МКА можно отметить следующее:

- в основе создания кислородно-водородных ДУ на базе электролиза воды с высоким массовым совершенством лежат более высокие энергетические параметры компонентов топлива, $H_{2г} + O_{2г}$ по сравнению со штатными НДМГ + АТ (превышение удельного импульса тяги $\sim$ в 1,5 раза), эти преимущества начинают проявляться в диапазоне суммарного импульса тяги $I_{\Sigma} \geq 2 \cdot 10^5$ Нс; сравнительная оценка энергомассовых параметров предлагаемой ДУ и разрабатываемой установки на топливе НДМГ и АТ под рассматриваемые исходные данные позволяет рассчитывать на экономию массы $\sim$ 65 кг;

- потеря динамических качеств МКА на этапе довыведения аппарата на рабочую орбиту не является такой значительной, которая бы нивелировала преимущества кислородно-водородной ДУ;

- созданная электронная 3-D модель ДУ кроме самостоятельного значения может быть встроена в модель МКА как его со-

ставная часть при создании PLM – системы аппарата.

В целом показана возможность создания конкурентоспособной двигательной установки, имеющей перспективу широкого использования в космических аппаратах различного целевого назначения нового поколения.

Библиографический список

1. Тимнат, И. Ракетные двигатели на химическом топливе [Текст] / И. Тимнат : Пер. с англ. – М.: Мир, 1990 – 294с.

2. Pat. 5279484 United States Patent, US005279484A. Mannedspace vehicle with low-level hydrogen-oxygen-carbon dioxide propulsion unit [text] / Frank S. Zimmermann, Vienna, Va; Victor A. Moseley; Los Atlos, Calif, Loral Aerospace Corporation, New York, N.Y. - №849485; 11. 03.1992;18.01.1994.

3. Пат. 2215891 Российская Федерация, МПК⁷ F02K11/00. Солнечная энергетическая ракетная двигательная установка импульсного действия [Текст] / Подобедов Г.Г., Соколов Б.А., Тупицын Н.Н.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "Ракетно-космическая корпорация "Энергия" им. С.П. Королева". - № 2001104169/06; заявл. 2001.02.13; опубл. 2003.11.10. – 7 с.: ил.

4. Пат. 2310768 Российская Федерация, МПК⁷ F02K 11/00, B64G 1/40. Солнечная ракетная кислородно-водородная двигательная установка импульсного действия [Текст] / Подобедов Г.Г., Соколов Б.А., Тупицын Н. Н.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "Ракетно-космическая корпорация "Энергия" им. С.П. Королева". - №2005131075/11; заявл. 2005.10.07; опубл. 2007.04.20. – 7 с.: ил.

5. Алемасов, В.Е. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания [Текст]: Отчет о НИР в 10 т. / В.Е. Алемасов, А.Ф. Дрегаллин, А.П. Тишин, В.А. Худяков, В.Н. Костин [подготовлен под научным руководством академика В. П. Глушко]. – М.: ВИНТИ, 1971-1976.

Т. 1: Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания. – 1971. – 265 с.

Т. 2: Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания. – 1972. – 490 с.

Т. 4: Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания. – 1973. – 528 с.

6. Беляев, Н.М. Расчет и проектирование реактивных систем управления космических летательных аппаратов [Текст] / Н.М. Беляев, Е.И. Уваров. – М.: Машиностроение, 1974. – 200с.

References

1. Timnat, I. Rocket engine on chemical propellant [Text] / I. Timnat : trans. from English. – М.: Mir, 1990 – 294p.

2. Pat. 5279484 United States Patent, US005279484A. Mannedspace vehicle with low-level hydrogen-oxygen-carbon dioxide propulsion unit [text] / Frank S. Zimmermann, Vienna, Va; Victor A. Moseley; Los Atlos, Calif, Loral Aerospace Corporation, New York, N.Y. - №849485; 11. 03.1992;18.01.1994.

3. Pat. 2215891 Russian Federation, МПК⁷ 7 F02K11/00. Solar power rocket engine system impulse movement [Text] / Podobedov G.G.; Sokolov B.A.; Tupitsyn N.N.; declarant and patent holder public corporation " Rocket and space corporation " Energia " S. P. Koro-

lev" - № 2001104169/06; declar. 2001.02.13; publ. 2003.11.10. – 7 p.

4. Pat. 2310768 Russian Federation, МПК⁷ F02K 11/00, B64G 1/40. Solar rocket oxyhydrogen propulsion device impulse movement [Text] / Podobedov G.G.; Sokolov B.A.; Tupitsyn N.N.; declarant and patent holder public corporation " Rocket and space corporation " Energia " S. P. Korolev" - №2005131075/11; declar. 2005.10.07; publ. 2007.04.20. – 7 p.

5. Alemasov, V.E. Thermodynamic and thermalphysic property combustion materials [Text]: v 10 t. / V.E. Alemasov, A.F. Dregalin, A.P. Tishin, V.A. Hudiakov, V.N. Kostin [prepare under scientific leadership academician V. P. Glushiko]. – М.: All-Russian Institute of Scientific and Technical Information, 1971-1976.

Т. 1: Thermodynamic and thermalphysic property combustion materials. – 1971. – 265 p.

Т. 2: Thermodynamic and thermalphysic property combustion materials. – 1972. – 490 p.

Т. 4: Thermodynamic and thermalphysic property combustion materials. – 1973. – 528 p.

6. Beliaev, N.M. Calculation and designing jet system direction spaceship [Text] / N.M. Beliaev, E.I. Uvarov. – М.: Machine-building, 1974. – 200p.

OXYHYDROGEN PROPULSION DEVICE BASE ON WATER ELECTROLYSIS AND LREST ON COMPONENT $H_2 + O_2$ FOR CONTROL SYSTEM SS

© 2009 A. S. Gurtov¹, E. A. Lapshin², M. V. Makariants¹, V. V. Ryzhkov², M. V. Silyutin²

¹«Progress» Design Bureau

²Samara State Aerospace University

Object of research is perspective oxygen-hydrogen propulsion device light load spacecraft on base electrolysis waters and LREST on components $H_{2g} + O_{2g}$. The basic pneumatichydraulic scheme of propulsion device light load spacecraft is offered and comparison of variants of its execution on mass parametres is spent. The spatial electronic model of propulsion device light load spacecraft is developed.

Small spacecraft (SS), oxyhydrogen propulsion device with water electrolysis (PD), power-mass characteristic, electrolytic group (EG), liquid rocket engine of small thrust (LREST)

Информация об авторах

Гуртов Александр Сергеевич, начальник отдела Государственного научно-производственного ракетно-космического центра «ЦСКБ-Прогресс». Тел. (846) 228-90-08. Область научных интересов: разработка двигательных установок для космических аппаратов.

Макарьянц Михаил Викторович, начальник отдела Государственного научно-производственного ракетно-космического центра «ЦСКБ-Прогресс». Тел. (846) 228-65-27. Область научных интересов: Элементная база двигательных установок космических аппаратов.

Рыжков Владимир Васильевич, кандидат технических наук, руководитель научно-исследовательского центра космической энергетики Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-45-92. Область научных интересов: рабочие процессы ЖРДМТ и двигательные установки с ЖРДМТ.

Силютин Максим Владимирович, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-45-92. Область научных интересов: рабочие процессы в тепловых двигателях.

Лапшин Евгений Александрович, инженер научно-исследовательского центра космической энергетики Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-45-92. Область научных интересов: рабочие процессы ЖРДМТ.

Gurtov Alexander Sergeevitch, head of department "Progress" Design Bureau. Phone (846) 228-90-08. Area of research: development propulsion device for spacecraft

Makariants Mihail Victorovitch, head of department "Progress" Design Bureau. Phone (846) 228-65-27. Area of research: elemental base propulsion device spacecraft.

Ryzhkov Vladimir Vasilievitch, Candidate of Engineering Science, chief of scientific research center space energy of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-45-92. Area of research: working procedure LREST and propulsion device with LREST

Silyutin Maksim Vladimirovitch, assistant of Theory of aerospace Engine department of Samara State Aerospace University. Phone (846) 267-45-92. Area of research: working procedure in heat-engine.

Lapshin Eugene Aleksandrovitch, engineer of scientific research center space energy of Samara State Aerospace University. Phone (846) 267-45-92. Area of research: working procedure LREST

УДК 629.73.063

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ПРОМЫВКА НЕПРОТОЧНЫХ АГРЕГАТОВ ГИДРОТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

© 2009 В. М. Решетов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Представлены основные результаты исследования методов и средств повышения эффективности промывки внутренних полостей непроточных агрегатов гидротопливных систем пульсирующим потоком моющей жидкости. Приведены принципиальные схемы промывки с одноканальным генератором колебаний и блоками акустической развязки. Эффективность промывки увеличивается в 1,5...2 раза при сокращении времени промывки в 2...3 раза.

Гидротопливная система, гидродинамическая промывка, принципиальная схема

Известную трудность представляет очистка внутренних полостей непроточных агрегатов. В настоящее время их промывка осуществляется путем прокачки моющих сред. Длительность промывки агрегатов весьма значительна и колеблется от 3 до 18 часов.

Одним из наиболее перспективных способов интенсификации процесса промывки внутренних полостей агрегатов является применение неустановившихся течений (гидродинамическая промывка).

Среди различных типов гидроагрегатов можно выделить три основные группы, отличающиеся принципом организации рабочего процесса. Это проточные агрегаты, непроточные и непроточные с изменяемым объемом внутренней полости (например, гидроцилиндры). Следует отметить особую сложность промывки непроточных агрегатов, для которых характерен ограниченный (например, скоростью перемещения поршня гидроцилиндра) или равный нулю стационарный расход жидкости.

Для организации гидродинамической промывки, характеризующейся высокоамплитудным течением промывочной жидкости, важно учитывать организацию подвода и отвода потока жидкости и наличие гидроавтоматики.

Анализируя основные типы гидроагрегатов, можно сделать вывод о том, что промывка пульсирующим (неустановившимся) потоком жидкости применима для простых корпусных агрегатов и агрегатов с гидроавтоматикой при наличии золотниковых и краевых элементов.

Характерной и основной особенностью промывки изделий пульсирующим однофазным потоком является наличие существенных периодических составляющих давления и расхода моющей жидкости, в значительной мере определяющих качество и длительность техпроцесса.

Закономерности неустановившегося пульсирующего течения жидкости в агрегатах в значительной мере отличаются от течения жидкости в трубопроводах. В непроточных агрегатах периодическое течение жидкости реализуется под действием переменного давления на входе и обусловлено сжимаемостью жидкости и податливостью стенок конструкции агрегата. При этом движение жидкости носит сложный вихревой характер с образованием застойных зон и вихрей, за счет которых профиль скоростей по сечению агрегата изменяется как по величине, так и по направлению. Соответственно, изменяется и градиент скорости жидкости вблизи стенки, определяющий эффективность воздействия потока на частицы загрязнений. Размеры, число и интенсивность вихрей определяются соотношениями геометрических размеров и формой внутренней полости агрегата и режимом течения жидкости (расходом, частотой и амплитудой колебаний потока).

Гидроагрегаты в общем виде представляют собой совокупность полости определенного объема V_{on} и каналов (внутренних и присоединительных) длиной l с проходным сечением S самых разнообразных форм и конфигураций (рис. 1). Причем, характерные

размеры агрегатов, как правило, много меньше длины волны λ колебаний ($l < \lambda/2\pi$, где $\lambda = a/f$, a - скорость распространения звука, f - частота колебаний) [1]. Поэтому корпусные гидроагрегаты можно отнести к элементам с сосредоточенными параметрами.

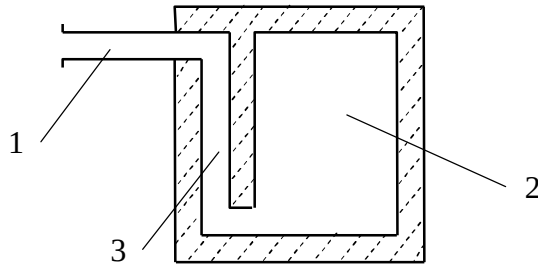


Рис. 1. Принципиальная схема гидроагрегата: 1 - внешний соединительный канал (штуцер агрегата); 2 - внутренний канал; 3 - внутренняя полость

Динамические свойства каналов гидроагрегата определяются импедансом (комплексным сопротивлением) агрегата [2]:

$$Z_{\text{канала}} = \frac{A_p \sin \omega t}{A_Q \sin(\omega t + \varphi)} = \text{Re } Z + j \text{Im } Z,$$

$$Z_{\text{канала}} = \text{Re } Z_{\text{л}} + \text{Re } Z_{\text{н}} + j\omega\rho \sum \frac{l_i}{S_i} =$$

$$= \text{Re } Z_{\text{л}} + \text{Re } Z_{\text{н}} + j\omega L, \quad (1)$$

где $A_p \sin \omega t$ - динамическая составляющая давления; $A_Q \sin(\omega t + \varphi)$ - динамическая составляющая расхода; A_p , A_Q - амплитуды колебаний давления и расхода; $\omega = 2\pi f$ - круговая частота; t - время; $\varphi = \arg Z$ - сдвиг фаз между пульсирующим давлением и расходом жидкости; $\text{Re } Z$ - вещественная часть импеданса; $\text{Im } Z$ - мнимая часть импеданса; $j = \sqrt{-1}$ - мнимая единица; $\text{Re } Z_{\text{л}}$ - линейная составляющая вещественной части импеданса; $\text{Re } Z_{\text{н}}$ - нелинейная составляющая вещественной части импеданса; ρ - плотность жидкости; l_i, S_i - длина и площадь поперечного сечения i -го канала; L - индуктивность, $L = \rho \sum (l_i / S_i)$.

Для емкости агрегата, целиком заполненной жидкостью, характерно изменение потенциальной энергии рабочей среды внутри ёмкости и упругая деформация стенок конструкции. Ёмкости рассматриваются как

реактивные сопротивления и их динамические свойства определяются импедансом:

$$Z_{\Pi} = \frac{A_p}{A_Q} = -j \frac{\rho a^2}{\omega V_{np}} = -j \frac{1}{\omega C}, \quad (2)$$

где a - скорость звука в жидкости; V_{np} - приведенный объем ёмкости; C - ёмкость,

$$C = \frac{V_{np}}{\rho a^2}.$$

Под приведенным объемом V_{np} понимается внутренний объем условной ёмкости с абсолютно жесткими стенками, сжимаемость рабочей среды в которой равна податливости реальной конструкции, обусловленной сжимаемостью жидкости и увеличением объема полости за счет деформации стенок.

В качестве расчётных при пульсирующей промывке агрегатов выбираются параметры течения жидкости в подводящей магистрали непосредственно на входе в полость агрегата, включая каналы агрегата.

При этом при промывке непроточных агрегатов постоянный расход жидкости отсутствует, а пульсирующий расход целиком и полностью определяет увеличение давления в полости промываемого агрегата. Мгновенное увеличение давления ΔP в агрегате при подаче в него порции жидкости объемом ΔV определяется выражением [3]

$$\Delta P = E \left(\frac{\Delta V}{V_{np}} \right), \quad (3)$$

где E - модуль упругости жидкости; ΔV - приращение объема; V_{np} - начальный приведенный объем полости агрегата.

При гармонических колебаниях расхода жидкости A_Q в полости агрегата реализуются колебания давления с амплитудой A_p , равной

$$A_p = \frac{\rho a^2}{\omega V_{np}} A_Q. \quad (4)$$

Установлено, что качество и эффективность промывки пропорционально связаны с уровнем динамического расхода жидкости, предельные значения которого ограничены прочностью агрегатов.

Высокая добротность сосредоточенных полостей агрегатов, соединительных каналов и трубопроводов стендовых систем позволя-

ет реализовать режимы резонансного усиления колебаний в процессе промывки. А это, в свою очередь, позволяет повысить эффективность очистки при меньших энергетических затратах. Импеданс резонансной системы соединительные каналы – полость агрегата может быть определен по формуле

$$Z = \operatorname{Re} Z + j \operatorname{Im} Z =$$

$$= \operatorname{Re} Z + j \left(\rho \omega \sum \frac{l_i}{S_i} - \frac{\rho a^2}{\omega V_{np}} \right),$$

$$\text{или } Z = \operatorname{Re} Z + j \left(\omega L - \frac{1}{\omega C} \right). \quad (5)$$

Динамическим аналогом агрегата, состоящего из подводящих трубопроводов и емкости агрегата (при $l \leq \frac{\lambda}{2\pi}$), как и для ответвленного резонатора, является цепь, состоящая из элементов активного, инерционного и ёмкостного сопротивлений, соединенных последовательно (рис. 2).

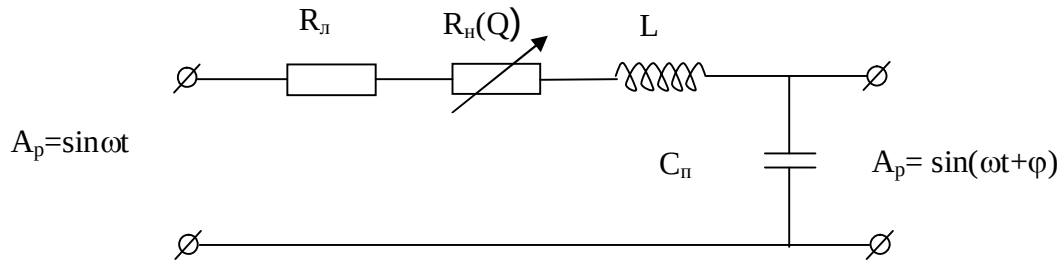


Рис. 2. Расчётная модель гидроагрегата:

$\operatorname{Re} Z_n$ – линейная составляющая вещественной части импеданса; $\operatorname{Re} Z_n(Q)$ – нелинейная составляющая вещественной части импеданса; L – индуктивность; C – ёмкость

Резонанс наступает при равенстве мнимой части импеданса нулю (см. формулу 5), т.е. при частоте возбуждаемых колебаний жидкости, равной собственной частоте резонатора:

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}} = \frac{a}{\sqrt{V_{np} \sum (l_i / S_i)}}. \quad (6)$$

В зависимости от размещения резонансного контура в стендовой системе, способа возбуждения колебаний и характеристик промываемых агрегатов может быть реализовано несколько стендовых схем проведения гидродинамической промывки.

Для промывки непроточных агрегатов с использованием одноканального генератора колебаний жидкости (ГКЖ) могут быть использованы две схемы промывки с подключением ГКЖ до и после промываемого агрегата (рис. 3), основанные на возбуждении вынужденных гармонических колебаний. Причём, первая схема, представленная на рис. 3а, предпочтительнее, поскольку генератор находится в потоке чистой жидкости и загрязнения, выносимые из промываемого агрегата, никоим образом не влияют на надёжность и долговечность его работы.

С целью обеспечения независимого регулирования статических и динамических па-

раметров потока жидкости, рационального перераспределения энергии колебаний в сторону промываемого агрегата, а также создания благоприятных условий работы стендового оборудования в схемы промывки кроме генератора колебаний жидкости ГКЖ включены баллон высокого давления БВД и баллон низкого давления БНД, выполняющие роль устройств акустической коррекции [4].

Расчёт параметров стендовой системы, обеспечивающей промывку на частотах 50...200 Гц, заключается в определении величин объёмов V_B сглаживающих баллонов, параметров подводящих трубопроводов, включая резонансный трубопровод (l_1 или l_2) и магистраль к агрегату l_3 , а также профилировки генератора колебаний и расчёте геометрических характеристик отражающего корректирующего устройства (рис. 4).

Объём баллонов определяется из соотношения

$$V_B \geq \frac{P_{\max}}{2A_{p\text{дон}}} V_{np.агр}, \quad (7)$$

где $P_{\max}$ – максимальное давление в агрегате; $A_{p\text{дон}}$ – допускаемая амплитуда колебаний давления в трубопроводах насосной станции; $V_{np.агр}$ – приведенный объём полости агрегата.

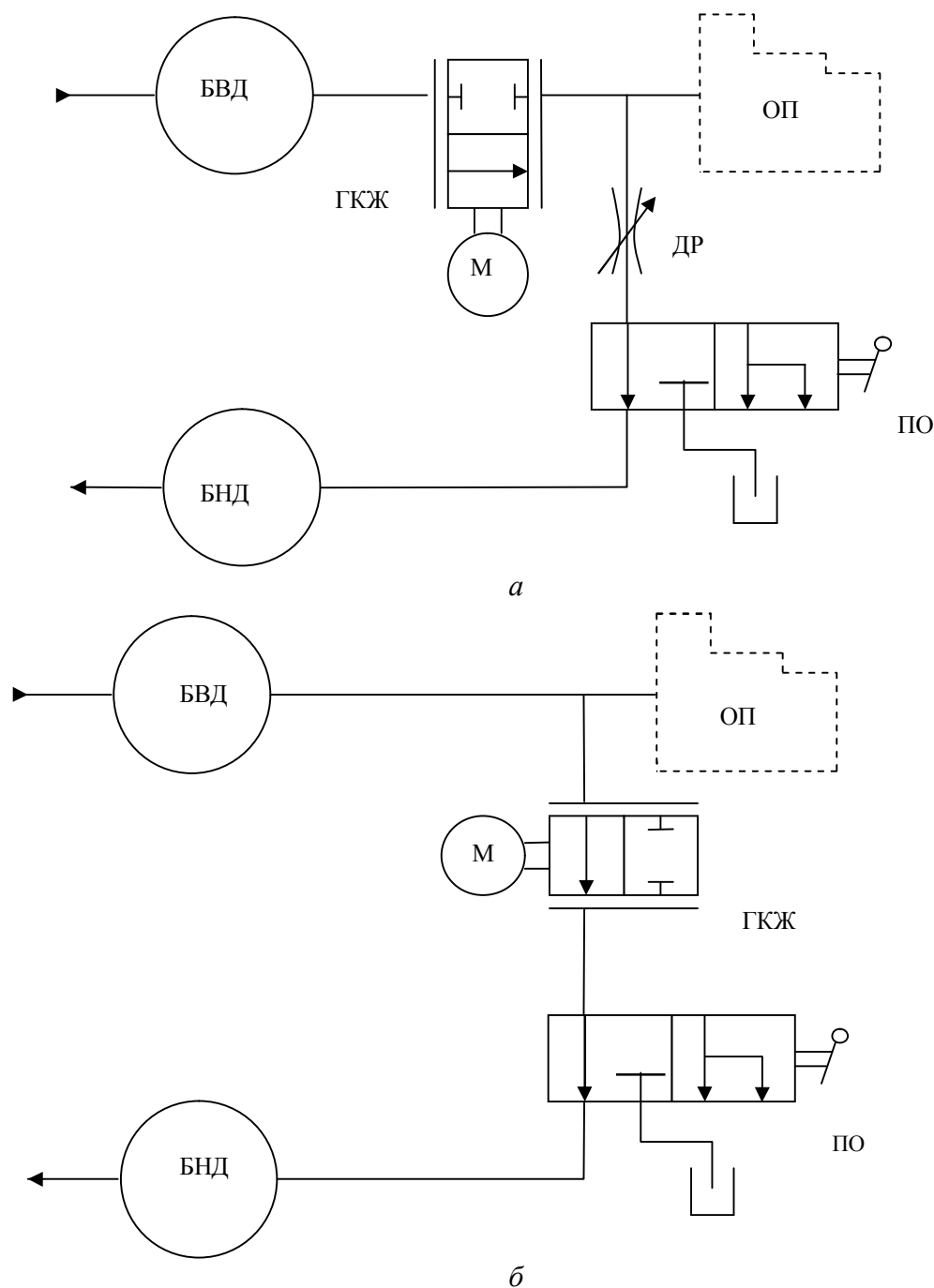


Рис. 3. Схемы промывки непроточных агрегатов с одноканальным генератором жидкости:
 ОП – объект промывки; ГКЖ – генератор колебаний жидкости; ПО – пробоотборник;
 БВД – баллон высокого давления; БНД – баллон низкого давления; ДР – дроссель

Размеры резонансного трубопровода определяются из соотношения для собственной частоты f_0 резонатора:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \frac{a}{\sqrt{\frac{4}{\pi} \left(\frac{l_{Tp}}{d_{Tp}^2} + \frac{l_{aгр}}{d_{aгр}^2} + L_{ГКЖ} \right) V_{пр.агр}}}, \quad (8)$$

где a – скорость распространения звука в жидкости; l_{Tp}, d_{Tp} – длина и диаметр резо-

нансного трубопровода ($l_2 + l_3$); $l_{aгр}, d_{aгр}$ – длина и диаметр соединительных трубопроводов агрегата; $L_{ГКЖ}$ – индуктивность генератора колебаний; $V_{пр.агр}$ – приведенный объем полости агрегата.

Известно, что эффективность промывки определяется, в основном, колебаниями расхода A_Q в полости агрегата, определяемыми из соотношения (2).

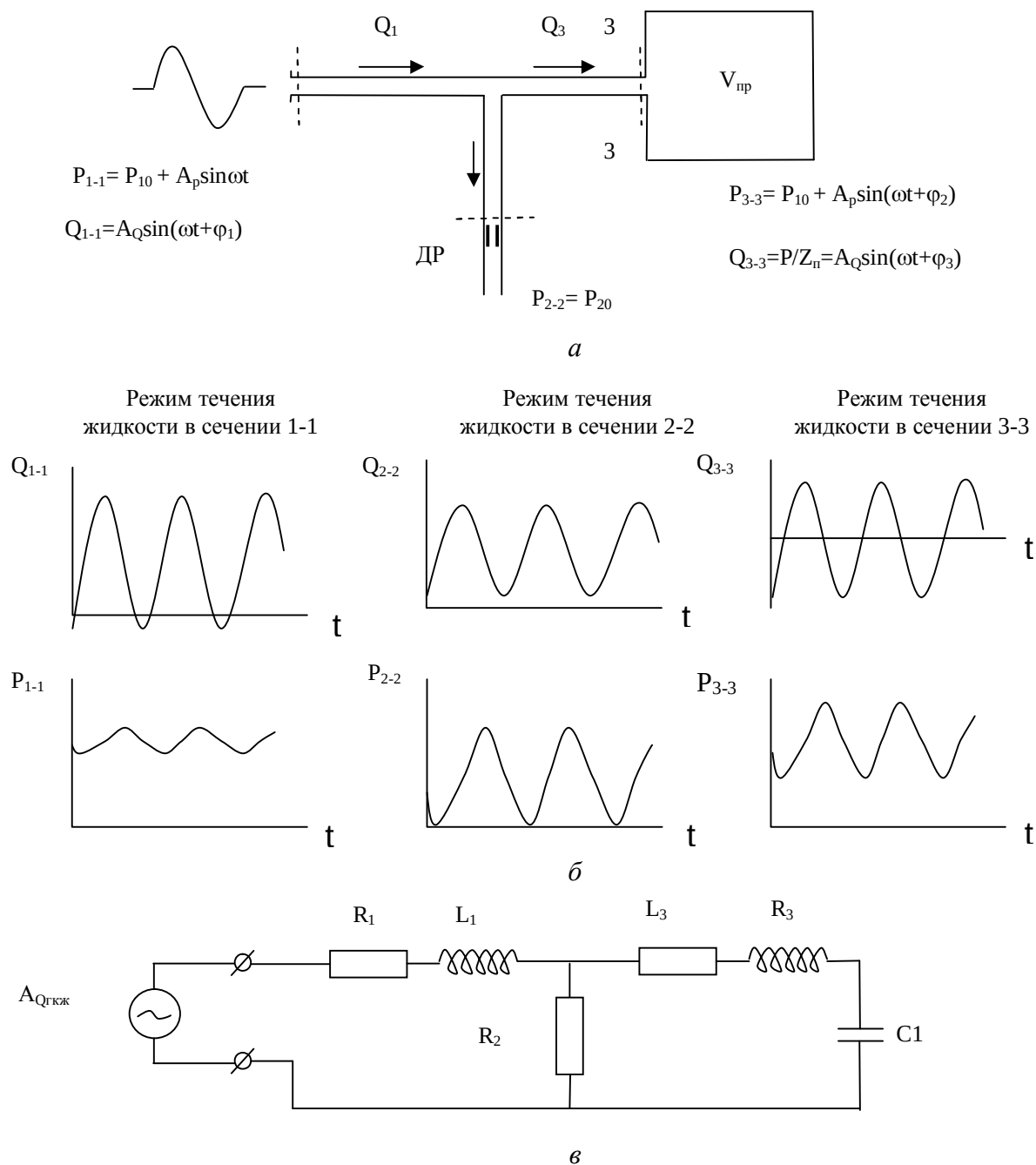


Рис. 4. Расчетная схема течения жидкости по рис. 3а

Если промывка ведется на резонансной частоте, то, подставив в выражение (2) ее значение из формулы (6), получим:

$$A_Q = \frac{A_p}{|Z|} = A_p \omega C = A_p \sqrt{\frac{C}{L}} = \frac{A_p}{\rho a} \sqrt{\frac{V_{np.агр.}}{\sum (l_i / S_i)}}, \quad (9)$$

откуда видно, что для увеличения амплитуды колебаний расхода необходимо уменьшать длину l_i и увеличивать проходное сечение S_i резонансного трубопровода. А для агрегатов с переменным объемом $V_{np.агр.}$, например гидроцилиндров, промывку целесо-

образно вести при максимальном объеме промываемой полости. При этом необходимо ограничивать увеличение амплитуды колебаний давления A_p её предельно допустимым значением $A_{p.доп.}$.

Для обеспечения выноса частиц загрязнений из полости агрегата необходимо, чтобы объем порции, вытекающей из агрегата за одно колебание жидкости, $\Delta V_{агр.}$, превышал объем жидкости $V_{см}$ в магистрали к агрегату l_2 (см. рис. 3), включая и объём

присоединительного штуцера агрегата $V_{шт.агр.}$

$$\frac{\Delta P V_{пр.агр.}}{E} = \Delta V_{агр} > V_{см} + V_{шт.агр.}, \quad (10)$$

где ΔP - приращение давления в агрегате;
 E - модуль упругости жидкости.

Для определения возможных уровней колебаний давления и расхода жидкости были проведены испытания по схеме, представленной на рис. 5. При этом объём промываемой полости (корпус фильтра 14ГФСН), составлял $V_{пр.агр} = 0,53 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

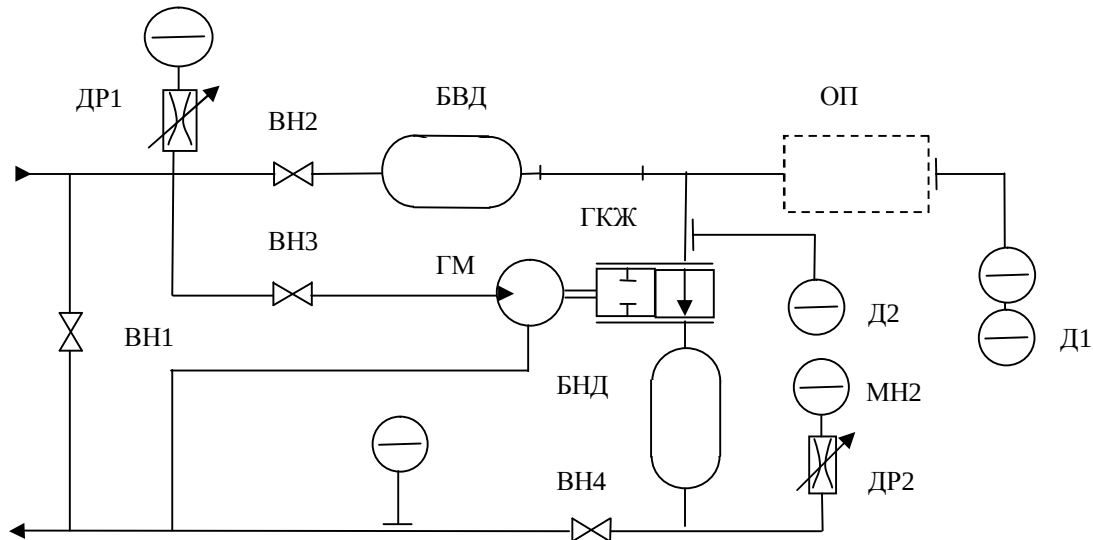


Рис.5. Схема испытаний с одноканальным генератором колебаний:
 БВД – баллон высокого давления; БНД – баллон низкого давления; ВН – вентиль;
 ГКЖ – генератор колебаний жидкости; Д1, Д2 – датчики давления; ДР – дроссель; МН – манометр;
 ОП – объект промывки; ТДР - турбинный датчик расхода

Методика проведения эксперимента заключалась в снятии амплитудно-частотной характеристики системы: изменяя частоту вращения привода генератора колебаний (гидромотора ГМ) вентилем ВН3 при различных перепадах статического давления на генераторе колебаний, устанавливаемых вентилем ВН4.

Далее по полученной экспериментальным путём амплитуде давления A_p определялась амплитуда расхода A_Q в полости объекта промывки (ОП) согласно выражению (11):

$$A_Q = \frac{A_p}{|Z_{он}|} = A_p \frac{\omega V_{пр.агр.}}{\rho a^2}, \quad (11)$$

где $\omega = 2\pi f$ - круговая частота; ρ - плотность жидкости (для АМГ-10 $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$);
 a - скорость звука в жидкости (для АМГ-10 $a = 1260 \text{ м/с}$).

Анализ полученных результатов показал следующее (рис.6):

- Зависимости размаха колебаний в полости ОП (Д1) от частоты возбуждаемых колебаний носят ярко выраженный резонансный характер. Уровень колебаний давления и расхода, а значит и эффективности промывки, определяется значением статического перепада на ГКЖ.

- При измерении колебаний давления в подводящей магистрали (Д2) установлено, что в до- и околорезонансной зоне колебания давления в подводящей магистрали не превосходят уровня колебаний в ОП, а в зарезонансной зоне увеличиваются и могут даже превысить их резонансное значение. Поэтому осуществлять промывку непроточных агрегатов на частотах, больших резонансной, неэффективно и опасно с точки зрения прочности стендовой системы.

Оценка эффективности разработанных схем и технологии промывки показала, что количество выносимых из системы частиц увеличивается в 1,5 ... 2 раза при сокращении времени промывки в 2 ... 3 раза.

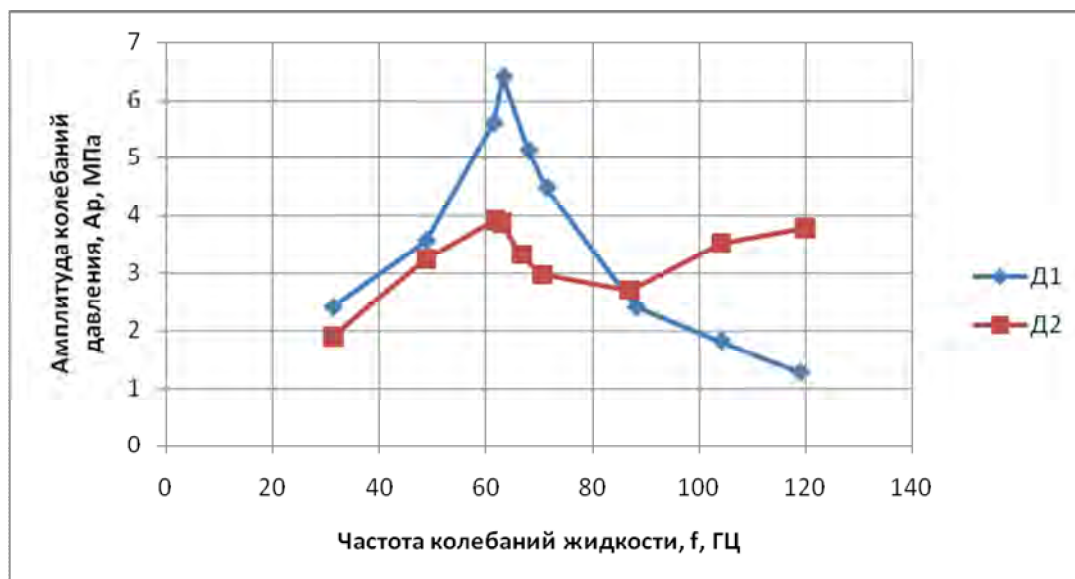


Рис.6. Влияние частоты колебаний жидкости на уровень колебаний давления в полости объекта промывки (Д1) и вблизи ГКЖ (Д2)

Основные результаты исследований вошли в ГОСТ 31303-2006 «Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический газовых и жидкостных механизмов от загрязнителей» введенный в действие с 1 марта 2008 года [5].

Библиографический список

1. Санчугов, В.И. Технологические основы динамических испытаний и отработки гидросистем и агрегатов: учеб. пособие / В.И. Санчугов. - Самара: СНЦ РАН, 2003. - 96 с.
2. Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В.П. Шорин. - М.: Машиностроение, 1980. - 156 с.
3. Вильнер, Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалёв, Б.Б. Некрасов; под ред. Б.Б. Некрасова. - Минск: Высшейш. шк., 1976. - 416 с.
4. Санчугов, В.И. Гидродинамические технологии в производстве, эксплуатации и ремонте гидросистем / В.И. Санчугов. - Самара: НПО Импульс, 1994. - 11 с.
5. ГОСТ 31303-2006. Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический

газовых и жидкостных механизмов от загрязнителей. Введ. 2008-03-01.-М.: Стандартинформ, 2007.-18 с.

References

1. Sanchugov, V. I. Technological bases of dynamic tests and working off hydraulic system and units/ V. I. Sanchugov. – Samara: SNC RAN, 2003. - 96 p.
2. Shorin, V. P. Elimination off oscillations in aircraft pipeline/ V. P. Shorin – M.: Engineering industry, 1980. – 156 p.
3. Vilner, I. M. Reference text-book on hydraulics, hydraulic machine and hydraulic drive/ I. M. Vilner, I. T. Kovalev, B.B. Nekrasov; edited by B.B. Nekrasov - Minsk: University, 1976. – 416 p.
4. Sanchugov, V. I. Hydrodynamic technology in production, exploitation and maintenance of hydraulic systems/ V. I. Sanchugov. – Samara: NPO Impulse, 1994. – 11 p.
5. GOST 31303-2006. Industrial cleanliness. Hydrodynamic method of cleaning from contaminations in gas and fluid systems of machines and mechanisms. Become 2008-03-01. – M.: Standardinform, 2007. – 18 p.

HYDRODYNAMIC RINSING OF HYDROFUEL SYSTEM' UNFLOWING UNITS

© 2009 V. M. Reshetov

Samara State Aerospace University

Present main result of research methods and techniques intensification rinsing of hydro-fuel units bodies and hydro-cylinders by oscillations' flow. Rinsing Schematics with single- channel fluid generator and box of boundary conditions. The decreasing of rinsing duration 2-3fold and increasing of removed particles 1.5-2fold as compared with steady-state rinsing.

Hydro-fuel system, un-flowing units, rinsing, oscillations' flow

Информация об авторах

Решетов Виктор Михайлович, заведующий учебно-научной лабораторией кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-46-68. E-mail: vmresh@rambler.ru. Область научных интересов: динамика, испытания, эксплуатация, промышленная чистота гидравлических и пневматических систем.

Reshetov Victor Mihailovich, head of laboratory to chair Control Systems of Power Plants Samara State Aerospace University. E-mail: vmresh@rambler.ru. Phone: (846) 267-46-68. Area of research: dynamics of hydraulic and pneumatic systems, tests and operation, industry cleanness (rinsing) of hydraulic and pneumatic systems cavity.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ЗАЗОРЫ (НАТЯГИ) И ВЛИЯНИЕ НАТЯГОВ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ТЕЛАМ КАЧЕНИЯ В БЫСТРОХОДНЫХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ

© 2009 О. М. Беломытцев

Пермский государственный технический университет

Предложена методика, позволяющая определить натяги в подшипниках с учетом конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, выполнить анализ влияния различных параметров для конкретных подшипниковых узлов и затем определить влияние натяга на долговечность подшипника.

Подшипник, зазоры, натяги, распределение нагрузки

1. Факторы, влияющие на зазоры (натяги) в типовых опорах роликоподшипников ТРД (рис. 1)

Сравнительно большие габариты подшипников ($d > 100$ мм), большая пустотелость валов и трубчатость опор, представляющая собой «беличье колесо» с демпфером [1], высокая частота вращения вала ($\omega > 1000$ с⁻¹), перепад температур наружного и внутреннего колец подшипников оказывают значительное влияние на изменение заданного посадочного зазора в подшипнике, переходящего в натяг, и на распределение нагрузки по роликам и, следовательно, на долговечность подшипника.

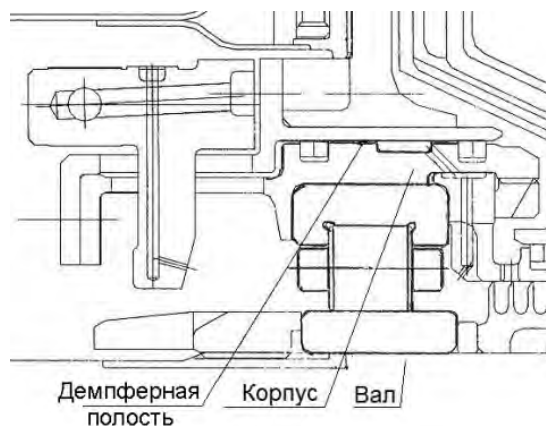


Рис. 1. Типовой узел опоры ТРД

Основными факторами являются:

- посадочный зазор;
- разность температур колец подшипников и роликов;
- скорость вращения вала;
- деформация колец подшипника и сопрягаемых деталей – вала и корпуса;
- давление в демпфере опоры.

Рассмотрим определение и влияние перечисленных факторов.

1.1. Посадочный зазор

Влияющие факторы:

- начальный зазор в подшипнике до сборки;
- эффективные посадочные натяги:

$$\Delta_{\max(\min)}^{\circ} = \Delta_{\max(\min)} - (\delta_1 + \delta_2 + \delta_3)$$

где $\Delta_{\max}, \Delta_{\min}$ – посадочные натяги, задаваемые чертежом;

δ_1 – уменьшение натяга из-за смятия микронеровностей при запрессовке, которое не учитывается при тепловой сборке;

δ_2 – снижение натяга из-за неравномерного нагрева вала и кольца подшипника и различия в коэффициентах линейного расширения;

δ_3 – снижение натяга от действия центробежных сил, возникающее вследствие того, что вал и кольцо подшипника не являются одним целым.

Так как посадочный зазор является назначенной величиной, то рассмотрим только влияющие на него факторы, которые проявляются во время работы двигателя.

1.1.1. Влияние посадочного натяга

Посадочный натяг кольца на вал оказывает влияние на увеличение диаметра беговой дорожки и может изменяться при вращении вала. Изменение диаметра посадки обычно определяется на основании решения Ляме для двух цилиндров равной длины, находящихся под давлением [2]. Изменение размеров кольца получается заниженным, так как длина вала существенно больше длины кольца подшипника.

Ниже приводится более точное решение, заключающееся в раздельном определении перемещений кольца и вала.

Посадочный натяг δ_n (на сторону) может быть представлен как сумма радиальных

перемещений сопрягаемых поверхностей кольца и вала:

$$\delta_n = u_{KB} + u_{BH} \quad (1.1)$$

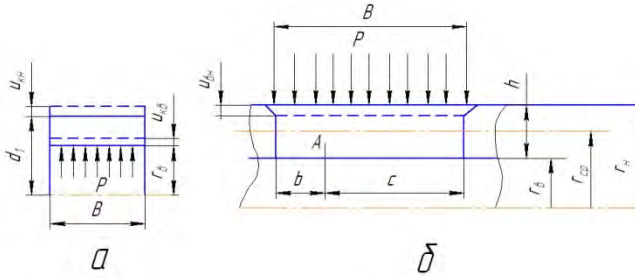


Рис. 2. Расчетные схемы для определения радиальных перемещений поверхностей внутреннего кольца подшипника (а) и вала (б)

Радиальные перемещения поверхностей кольца (рис. 2а) определим на основании решения Ляме: внутренней поверхности:

$$u_{KB} = -P \frac{r_6}{E} \left(\frac{r_n^2 + r_6^2}{r_n^2 - r_6^2} + \mu \right), \quad (1.2)$$

поверхности беговой дорожки:

$$u_{KH} = P \frac{2r_n}{E} \left(\frac{r_6^2}{r_n^2 - r_6^2} \right), \quad (1.3)$$

где P – давление в контакте, E – модуль упругости, μ – коэффициент Пуассона, остальные значения ясны из рис. 2.

Радиальное перемещение поверхности вала в точке А (рис. 2б) определим на основании решения для оболочки [3], находящейся под действием осесимметричной нагрузки по длине, равной ширине кольца подшипника, по формуле:

$$u_{BH} = \frac{P \cdot r_{cp}^2}{2E \cdot h} \left[2 - e^{-\beta b} \cos \beta b - e^{-\beta c} \cos \beta c \right], \quad (1.4)$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{r_{cp}^2 \cdot h^2}}.$$

Подставляя (1.2) и (1.3) в (1.1) при $b = c$, находим соотношение между давлением от натяга и посадочным натягом:

$$\delta_n = P \left[\frac{r_6}{E} \left(\frac{r_n^2 + r_6^2}{r_n^2 - r_6^2} \right) + \frac{r_{cp}}{Eh} (1 - e^{-\beta b} \cos \beta b) \right], \quad (1.5)$$

из которого определяется давление P в контакте втулки с валом и по (1.3) приращение радиуса беговой дорожки.

1.1.2 Снижение натяга от действия объемных центробежных сил [4]

$$\delta_3 = \frac{\rho \cdot \omega_1^2}{16E} d [(d_1^2 - d_2^2)(3 + \mu)],$$

где ρ – плотность материала, ω_1 – угловая скорость, d , d_1 , d_2 – диаметры посадочный, беговой дорожки кольца и отверстия вала.

Снижение натяга приводит к уменьшению диаметра беговой дорожки, которое при

скорости вала $\omega_1 = 1200 \text{ с}^{-1}$ для подшипника 1032930 составляет 0,010 мм.

Примечание: в дальнейшем все примеры будут относиться к этому подшипнику.

1.1.3 Влияние разницы температур деталей и коэффициентов линейного расширения на натяг кольца подшипника

Уменьшение натяга при известных температурах может быть определено по формуле:

$$\delta_2 = d [\alpha_2 (t_2 - t_0) - \alpha_1 (t_1 - t_0)],$$

d – диаметр посадки; α_1 , α_2 – коэффициенты линейного расширения вала и кольца; t_0 , t_1 , t_2 – температуры окружающей среды и деталей.

Действительное распределение температур известно довольно приближенно, но влияние его может быть заметным, так при $d = 150 \text{ мм}$, $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 10 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$; $t_2 - t_1 = 10 \text{ °C}$: $\delta_2 = 0,015 \text{ мм}$.

1.2. Влияние теплового воздействия

Увеличение диаметров дорожек колец и роликов:

$$\Delta d_B = \alpha (t_B - t_0) d_B; \quad \Delta d_H = \alpha (t_H - t_0) d_H; \\ \Delta d_P = \alpha (t_P - t_0) d_P,$$

где α – коэффициент линейного расширения материала подшипника, d_B , d_H , d_P – диаметры беговых дорожек внутреннего, наружного колец и роликов; t_B , t_H , t_P , t_0 – температура внутреннего, наружного колец, роликов и окружающей среды.

При температуре внутреннего кольца больше температуры наружного кольца зазор в подшипнике уменьшается на величину:

$$\Delta g_T = \Delta d_H - \Delta d_B - 2\Delta d_P.$$

При разности температур на торцах кольца $\Delta t = 10 \text{ °C}$, $d_B = 165 \text{ мм}$, $\alpha \approx 10 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$:

$$\Delta d_B = 10 \cdot 10^{-6} \cdot 10 \cdot 165 = 0,0165 \text{ мм},$$

что создаст перекося роликов относительно колец подшипника. При $t_6 - t_H = 5 \text{ °C}$ уменьшение зазора в подшипнике составит 0,010 мм.

1.3 Влияние вращения на размеры внутренней беговой дорожки и роликов

1.3.1. Изменение диаметра беговой дорожки внутреннего кольца

Первоначально полагая, что вал не оказывает влияния на деформацию кольца, определяем изменение диаметра беговой дорожки по известной формуле для пустотелого цилиндра [5]:

$$\Delta d_{\text{цв}} = \frac{\gamma \cdot \omega_1^2 \cdot d_B}{16 \cdot gE} [(3 + \mu)d^2 + (1 - \mu)d_B^2],$$

где γ – удельный вес; g – ускорение свободного падения, затем вводим поправку, вызванную уменьшением натяга от центробежных сил, определяемую в п. 1.1.2.

При $\omega_1 = 1200 \text{ с}^{-1}$, $d_B = 165 \text{ мм}$ увеличение диаметра составит $\approx 0,04 \text{ мм}$.

1.3.2. Увеличение диаметра ролика от воздействия центробежных сил

$$\Delta d_{\text{цр}} = \frac{\gamma \cdot \omega_p^2 \cdot d_p^3}{16 \cdot gE} [(1 - \mu)].$$

При $\omega_1 = 1200 \text{ с}^{-1}$, $d_p = 15 \text{ мм}$: $\Delta d_{\text{цр}} \approx 0,3 \text{ мкм}$.

1.3.3. Уменьшение диаметра роликов от кориолисовых сил инерции

$$\Delta d_{\text{кр}} = -\frac{\gamma \cdot \omega_p^2 \cdot d_0 \cdot d_p^4}{2 \cdot gE(d_0^2 - d_p^2)} (1 - \mu)$$

ω_p – частота вращения ролика вокруг своей оси; d_0 – диаметр окружности центров тел качения.

При $\omega_1 = 1200 \text{ с}^{-1}$, $d_0 = 180 \text{ мм}$: $\Delta d_{\text{цр}} \approx -0,2 \text{ мкм}$. Знак «минус» указывает на уменьшение диаметра.

1.3.4. Уменьшение размера ролика (овализация) вследствие его прижатия к наружному кольцу

$$\Delta d'_{\text{цр}} = -\frac{\gamma \cdot \omega_c^2 \cdot d_p^2}{2 \cdot g \cdot E} \left[\left(\frac{\pi^2 d_c}{8} - \frac{2}{9} d_p \right) \right],$$

где ω_c – частота вращения сепаратора.

При $\omega_1 = 1200 \text{ с}^{-1}$, $\Delta d'_{\text{цр}} \approx -0,2 \text{ мкм}$.

1.4 Суммарное изменение назначенного посадочного зазора в подшипнике

Суммарное изменение зазора определяется по сумме двух воздействий – теплового и от объемных центробежных сил, возникающих при вращении:

$$g_{\text{т.ц.}} = \sum g_T + \sum g_{\text{ц.}}$$

Наибольший вклад в изменение зазора в подшипнике могут вносить тепловые деформации, если перепад температур колец подшипника будет значительным, затем влияние вращения вала, для роликов влияние вращения оказывается незначительным, около $0,1 \text{ мкм}$.

2. Влияние объемных деформаций систем «внутреннее кольцо – вал» и «ролики – наружное кольцо – корпус» на распределение натяга и величину контактной деформации в подшипнике

Если процесс возникновения рабочего натяга в подшипнике представить в виде трех последовательных действий двух упомянутых в заголовке систем: первое – изменение размеров внутренней беговой дорожки в результате теплового воздействия и вращения, второе – изменение размеров роликов и беговой дорожки наружного кольца подшипника в результате теплового воздействия, третье – сборка двух систем, то полученное в результате первых двух действий значение натяга в подшипнике будет перераспределяться между контактными деформациями роликов с кольцами и объемными деформациями вала с внутренним кольцом и наружного с корпусом (с демпферной втулкой рессоры).

Внутреннее кольцо с валом будут испытывать деформацию сжатия, а наружное кольцо с корпусом будут растягиваться. Этот процесс можно представить в виде соотношения:

$$g_H = g_n - \Delta g_T - \Delta g_{\text{ц}} = \delta_K + 2u_B + 2u_H, \quad (2.1)$$

где g_H – натяг от температурного воздействия и объемных центробежных сил; g_n – заданный посадочный зазор; Δg_T и $\Delta g_{\text{ц}}$ – изменения радиального зазора в результате теплового воздействия и вращения, соответственно; δ_K – суммарная контактная деформация ролика с кольцами подшипника; u_B – радиальное смещение беговой дорожки внутреннего кольца подшипника от сжатия; u_H – радиальное смещение беговой дорожки наружного кольца подшипника от растяжения.

На наружное кольцо подшипника может оказывать влияние и давление в демпферной полости, которое является переменным [1], но в этой работе оно принято постоянным и является предметом отдельного исследования.

С учетом влияния давления в демпфере выражение (2.1) примет вид:

$$g_H = g_n - \Delta g_T - \Delta g_{\text{ц}} - \Delta g_g = \delta_K + 2u_B + 2u_H$$

где g_g – изменение радиального зазора от давления в демпфере.

2.1 Деформации наружного кольца подшипника в системе «ролики – наружное кольцо – корпус»

Возможны два случая, когда кольцо подшипника устанавливается в демпферной втулке с натягом или с зазором (рис. 3). Рассмотрим оба случая.

2.1.1 Радиальное перемещение беговой дорожки от натяга в подшипнике и давления в демпфере в случае натяга посадки

В этом случае кольцо подшипника рассматриваем за одно целое с демпферной втулкой, на него будут действовать давление жидкости P_d и давление со стороны роликов P_{B3} , последнее первоначально приведем к распределённому по окружности давлению по формуле (2.2а), затем давления P_d и P_{B3} приводим к распределённым по длине демпферной втулки давлениям P'_d и P'_{B3} :

$$P_{B3} = q_n \frac{Z \cdot l}{2\pi \cdot r_{B3}} \quad (2.2a)$$

$$P'_d = P_d \frac{l_g}{B_K} \quad P'_{B3} = P_{B3} \frac{l}{B_K} \quad (2.2б)$$

где q_n - распределенная нагрузка на ролик от натяга; Z - число роликов в подшипнике, остальные обозначения ясны из рис. 3.

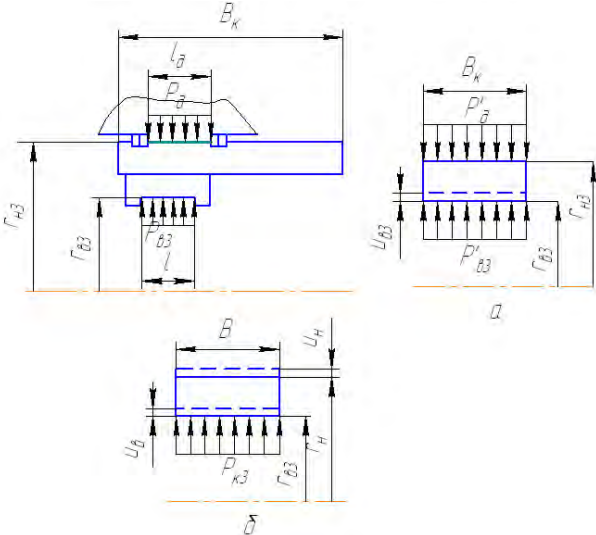


Рис. 3. Вид опоры с наружным кольцом подшипника и расчетные схемы: а – при натяге; б – при зазоре

В результате получаем расчетную схему на рис. 3а для цилиндра, находящегося под внутренним и наружным давлениями. Для определения радиального перемещения поверхности беговой дорожки воспользуемся решением Ляме. Для нашего случая формула имеет вид:

$$u_{B3} = \frac{r_{B3}}{E} \left[P'_{B3} \left(\frac{r_{H3}^2 + r_{B3}^2}{r_{H3}^2 - r_{B3}^2} + \mu \right) - 2P'_d \frac{r_{H3}^2}{r_{H3}^2 - r_{B3}^2} \right] \quad (2.3)$$

Как следует из выражения (2.3), перемещение может быть отрицательным и положительным, это зависит от размеров демпферной втулки и толщины кольца подшипника и величин давлений P'_d и P'_{B3} . Если перемещение со стороны демпфера будет больше, то натяг в подшипнике возрастет.

2.1.2 Радиальные перемещения посадочной поверхности наружного кольца подшипника от натяга в случае зазора посадки

Если наружное кольцо подшипника устанавливается в демпферную втулку с зазором и от натяга со стороны роликов он не выбирается, то расчетная схема имеет вид, показанный на рис. 3б. Подпирающим торец кольца усилием со стороны гайки (см. рис. 1) пренебрегаем, его влияние в дальнейшей работе подлежит уточнению, перемещения и давления определяются аналогично предыдущим случаям.

$$u_H = 2 \frac{r_H}{E} P'_B \frac{r_{B3}^2}{r_H^2 - r_{B3}^2}, \quad (2.4a)$$

$$u_B = \frac{r_{B3}}{E} P'_B \left(\frac{r_H^2 + r_{B3}^2}{r_H^2 - r_{B3}^2} + \mu \right), \quad (2.4б)$$

$$P'_B = q_n \frac{Z \cdot l}{2\pi \cdot r_{B3} B}.$$

На уменьшение зазора посадки оказывает влияние и давление в демпфере:

$$u_d = -2 \frac{r_H}{E} P_d \frac{r_{H3}^2}{r_H^2 - r_{B3}^2},$$

где r_H - наружный (посадочный) радиус кольца подшипника.

Зазор посадки сохранится, если

$$u_H + u_d \leq \delta_n,$$

где δ_n - зазор посадки на сторону, иначе получаем предыдущий случай и расчет ведем по схеме рис. 3а, с поправкой на зазор посадки.

2.2 Радиальное перемещение поверхности беговой дорожки внутреннего кольца от натяга в подшипнике (от объемной деформации сжатия)

Внутреннее кольцо подшипника находится под двумя давлениями, внешним - со стороны роликов от натяга и внутренним - от реакции со стороны вала, возникающее от давления со стороны роликов, которое распределяем по длине кольца B также, как это сделано в предыдущем случае (формулы 2.2а, б):

$$P'_{H2} = q_n \frac{Z}{2\pi r_H} \frac{l}{B},$$

где r_H - радиус беговой дорожки внутреннего кольца, остальные обозначения соответствуют формуле (2.2а) и получаем расчетную схему (рис. 4а), по которой радиальное пе-

ремещение u_{H2} также определяем на основании решения Ляме.

Для определения радиального перемещения беговой дорожки воспользуемся методом наложения. Представим, что вначале кольцо находится как бы до сборки и на него действует только внешнее давление P'_{H2} (рис. 4б), радиальное перемещение u_{B2} принимаем за посадочный натяг, от которого определяем давление P , затем это давление прикладываем к кольцу и получаем расчетную схему (рис. 4а), по которой находим перемещение беговой дорожки u_{H2} . Расчетные формулы имеют следующий вид:

$$u_{B2} = -\frac{r_b}{E} P'_{H2} \frac{r_H^2}{r_H^2 - r_b^2},$$

$$u_{H2} = \frac{r_H}{E} \left[2P \frac{r_b^2}{r_H^2 - r_b^2} - P'_{H2} \left(\frac{r_H^2 + r_b^2}{r_H^2 - r_b^2} - \mu \right) \right], \quad (2.4)$$

где давление P определяется из формулы (1.4), в которой принимаем $u_{BH} = u_{B2}$,

$$P'_{H2} = q_H \frac{Z}{2\pi r_H B}$$

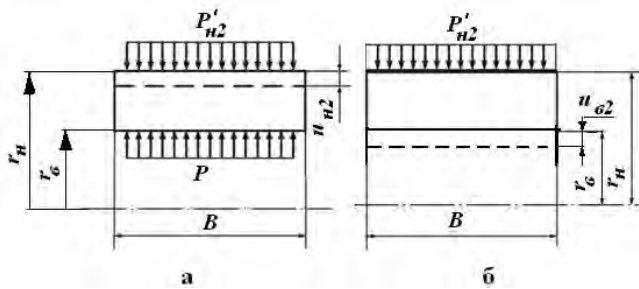


Рис. 4. Расчетные схемы сил, действующие на внутреннее кольцо: а – от усилия со стороны роликов и реакции вала; б – от усилия со стороны роликов

2.4 О сравнительной оценке составляющих радиальных деформаций

Изложенная методика позволяет определить натяг в подшипнике и определить, какая часть этого натяга в подшипнике приходится на объемную деформацию сжатия и расширения колец подшипника и какая часть на контактную деформацию, влияющую непосредственно на контактную долговечность подшипника.

Соотношения между деформациями определяются из выражения:

$$\delta_H = 2(\delta_K + u_{H2} + u_{H3} - u_d) \quad (2.6)$$

где δ_H – натяг в подшипнике, который получается в результате температурных деформаций и вращения вала; δ_K – контактная деформация; u_{H2} – уменьшение радиуса беговой дорожки внутреннего кольца подшипника; u_{H3} – увеличение радиуса бего-

вой дорожки наружного кольца подшипника; u_d – уменьшение радиуса беговой дорожки наружного кольца подшипника от давления в демпфере.

3. Об оценке влияния натяга на долговечность подшипника

Важнейшим вопросом в расчете подшипников на долговечность, работающих в условиях натяга, является: «Как же учитывать влияние натяга на долговечность?» Он разделяется на четыре задачи: определение результирующей нагрузки на подшипник, расчет распределения внешней нагрузки в подшипнике, определение результирующих нагрузок на тела качения, оценка долговечности подшипника по распределению нагрузки.

3.1 Определение нагрузки на подшипник с учетом натяга

От натяга в подшипнике все тела качения нагружены одинаково, а после приложения внешней нагрузки усилия на ролики перераспределяются (рис. 5).

В подшипнике можно выделить две зоны: верхнюю и нижнюю, в соответствии с вектором внешней нагрузки от веса ротора, который направлен вниз. В нижней зоне усилие возрастает и реакция со стороны наружного кольца будет равна:

$$F'_1 = F'_H + \chi F', \quad (3.1)$$

а в верхней зоне:

$$F'_2 = F'_H - \chi F', \quad (3.2)$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки, который в верхней и нижней зонах нагружения одинаков в силу симметричной жесткости подшипника; F' – внешняя погонная нагрузка; F'_H – результирующая нагрузка на подшипник в верхней и нижней зонах нагружения от натяга:

$$F'_H = q_H \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{[Z/4]} \cos \varphi_i \right).$$

Здесь q_H – погонная нагрузка на ролик; Z – число роликов.

Уравнение равновесия внутреннего кольца подшипника с роликами:

$$F'_1 = F' + F'_2,$$

откуда используя (3.1) – (3.2) находим: $\chi=0,5$.

Таким образом, если стык не раскрывается, то результирующая нагрузка от натяга

и внешней нагрузки в нижней зоне нагружения будет равна:

$$F'_1 = F'_H + 0,5F' \quad (3.3)$$

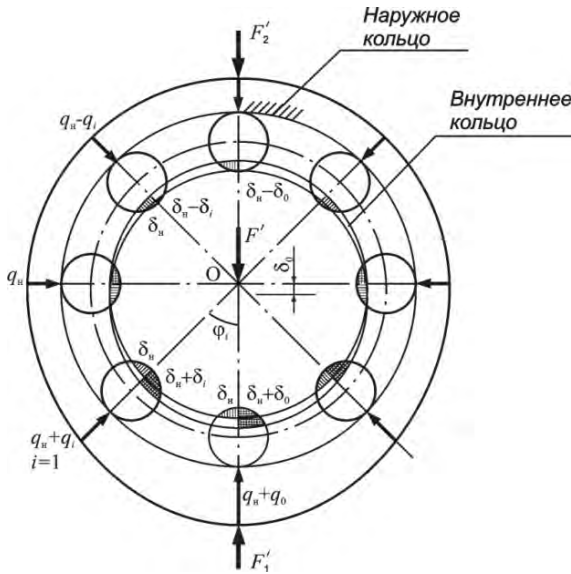


Рис. 5. К определению деформаций и распределению нагрузок в подшипнике с натягом: δ_n – натяг в подшипнике; q_n – нагрузка от натяга; $\delta_0, \delta_1, \dots, \delta_i$ – контактные деформации от действия внешних нагрузок $q_0, q_1, \dots, q_i$; F' – внешняя нагрузка; F'_1, F'_2 – реакции опоры (корпуса), δ_0 – смещение центра вала

В верхней зоне нагружения:

$$F'_2 = F'_H - 0,5F' \quad (3.4)$$

Из (3.4) следует условие нераскрытия стыка:

$$F'_H - 0,5F' > 0 \quad (3.5)$$

Если стык раскроется, то $F'_H - 0,5F' < 0$ и реакция в верхней зоне будет равна нулю и получаем: $F'_1 = F'$, то есть, натяг в подшипнике не будет оказывать влияния на напряженное состояние в контакте и будет случай беззазорного подшипника, в котором результирующая нагрузка равна внешней нагрузке.

Таким образом, в случае сохранения натяга в верхней зоне, то есть нераскрытия стыка, на подшипник в нижней зоне нагружения будет действовать только половина внешней нагрузки.

3.2 Распределение внешней нагрузки по телам качения с учетом натяга

Эта задача решается через соотношения между деформациями. Рассмотрим ее на примере жесткой опоры, т.е. когда вал является сплошным, а корпус массивным.

Зависимость между перемещениями и нагрузками примем линейной:

$$\delta_H = \kappa q_H, \quad (3.6)$$

где δ_H – контактные перемещения от нагрузки q_H , возникающей от натяга; κ – коэффициент пропорциональности;

$$\delta_0 = \kappa q_0, \quad (3.7)$$

где δ_0 – контактное перемещение от внешней нагрузки q_0 на центральное тело качения.

Перемещение центра вала на координате φ_i от внешней нагрузки равно (рис. 5):

$$\delta_i = \delta_0 \cdot \cos \varphi_i. \quad (3.8)$$

Общая деформация сопрягаемых тел в нижней зоне нагружения под центральным телом качения с учетом (3.6 – 3.7):

$$\delta_{0\Sigma} = \delta_H + \delta_0 = \kappa(q_H + q_0).$$

Общая деформация на координате φ_i :

$$\delta_{i\Sigma} = \delta_H + \delta_i = \kappa(q_H + q_i). \quad (3.9)$$

С учетом (3.6) – (3.8) получаем выражение

$$\begin{aligned} \delta_{i\Sigma} &= \delta_H + \delta_0 \cdot \cos \varphi_i = \kappa(q_H + q_0 \cdot \cos \varphi_i) \\ &= \kappa(q_H + q_i), \end{aligned}$$

из которого находим:

$$q_i = q_0 \cdot \cos \varphi_i. \quad (3.10)$$

Из (3.10) следует, что распределение внешней нагрузки по телам качения не зависит от величины нагрузки, возникающей от натяга.

Уравнение равновесия внешних сил в условиях натяга при нераскрытии стыка:

$$q_0 + 2 \sum_{i=1}^{[Z/4]} q_i \cos \varphi_i = \frac{1}{2} F' \quad (3.11)$$

Подставляя (3.10) в (3.11), находим выражение для определения внешней нагрузки на центральный ролик в условиях натяга:

$$q_0 = \frac{\kappa F'}{2Z},$$

где $\kappa=4,0$ при $Z=28$.

Можно также показать, что замена линейной зависимости контактных деформаций от нагрузки на нелинейную по формуле:

$$\delta = q(A - a \ln q), \quad (3.12a)$$

полученную на основании решения для контакта двух цилиндров [6], не оказывает влияние на распределение внешней нагрузки по телам качения в роликоподшипнике с натягом, а перемещение центра вала от внешней нагрузки более точно будет определяться с учетом преднатяга, неучет последнего приводит к погрешности около 11% в сторону завышения значения перемещения.

На основании (3.12a) определим ослабление натяга на сторону от влияния центробежных сил роликов:

$$\delta_{\text{ц}} = 0,5q_{\text{ц}}(A - \ln q_{\text{ц}}), \quad (3.12\text{б})$$

где $\delta_{\text{ц}}$ - центробежная нагрузка на единицу длины контакта ролика:

$$q_{\text{ц}} = \pi \cdot r_p^2 \rho \omega_c^2 \cdot r_{\text{ср}} \cdot l_p / l_{\text{эфф}}; \quad (3.13)$$

r_p - радиус ролика; ρ - плотность материала ролика; ω_c^2 - угловая скорость сепаратора; $r_{\text{ср}}$ - радиус расположения центров роликов; l_p - длина ролика; $l_{\text{эфф}}$ - эффективная длина ролика;

$$A = \frac{4(1-\mu^2)}{\pi E} \left[\ln \frac{2r_{\text{ср}} E}{1,128^2(1-\mu^2)} + 0,814 \right]; \quad (3.14)$$

$$a = \frac{2(1-\mu^2)}{\pi E}; \quad (3.15)$$

E и μ - модуль Юнга и коэффициент Пуассона, соответственно.

Примечание: размерность в (3.12а, б – 3.15) в Н и мм.

При известном натяге $\delta_{\text{н}}$ остаточный натяг после воздействия центробежных сил равен:

$$\delta'_{\text{н}} = \delta_{\text{н}} - \delta_{\text{ц}}.$$

Нагрузку на ролики от остаточного натяга $q'_{\text{н}}$ определим по выражению (3.12а):

$$\delta'_{\text{н}} = q'_{\text{н}}(A - a \cdot \ln q'_{\text{н}}).$$

Очевидно, что начало раскрытия стыка определяется по аналогии с (3.5):

$$\delta'_{\text{н}} - 0,5q_0 \leq 0.$$

Таким образом, результирующие нагрузки на тела качения при натяге в подшипнике определяются суммированием нагрузок от натяга (от остаточного натяга при учете центробежных сил), от половины внешней нагрузки и центробежных сил роликов:

$$q_{i,p} = q_{\text{н}} + 0,5q_i + q_{\text{ц}}.$$

3.4 Оценка долговечности подшипников с учетом распределения нагрузки по телам качения

Сравнение долговечности при различных вариантах распределения нагрузки в подшипниках может быть осуществлено по известным формулам:

для наружного кольца:

$$N_2 = \left(\frac{q_{01}}{q_{02}} \right)^{3,33} \cdot N_1, \quad (3.16\text{а})$$

$$N_2 = \left(\frac{\sigma_{01}}{\sigma_{02}} \right)^{6,66} \cdot N_1, \quad (3.16\text{б})$$

где q_{01} , σ_{01} - нагрузка и напряжение в наиболее нагруженной точке наружного кольца подшипника, N_1 - расчетная долговечность подшипника в первом варианте распределения нагрузки; q_{02} , σ_{02} и N_2 - то же, но при

втором варианте; для внутреннего кольца – по эквивалентным нагрузкам или напряжениям, определенным на основании линейной гипотезы суммирования повреждений:

$$N_2 = \left(\frac{q_{\text{эк1}}}{q_{\text{эк2}}} \right)^{3,33} \cdot N_1, \quad (3.17\text{а})$$

$$N_2 = \left(\frac{\sigma_{\text{эк1}}}{\sigma_{\text{эк2}}} \right)^{6,66} \cdot N_1, \quad (3.17\text{б})$$

где $q_{\text{эк1}}$ и $q_{\text{эк2}}$ - эквивалентные нагрузки; $\sigma_{\text{эк1}}$ и $\sigma_{\text{эк2}}$ - эквивалентные напряжения:

$$q_{\text{эк}} = \sqrt[n]{\frac{1}{n} (q_0^{3,33} + 2q_1^{3,33} + \dots + 2q_{n1}^{3,33})},$$

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt[n]{\frac{1}{n} (\sigma_0^{6,66} + 2\sigma_1^{6,66} + \dots + 2\sigma_{n1}^{6,66})},$$

для соответствующих вариантов распределения нагрузки, где n - количество нагруженных тел качения; n_1 - номер крайнего нагруженного тела качения, если в центральном положении его считать нулевым; q_i - нагрузки на тела качения.

Как пример, рассмотрим данные расчетов распределения нагрузки по телам качения, без учета центробежных сил роликов, в подшипнике 1032930 при различных вариантах натягов на сторону (рис. 6). Из рисунка следует, что небольшой натяг – до 0,001 мм не оказывает влияние на распределение нагрузки, натяг 0,0026 мм является переходным, с которого зона нагружения составляет 360°.

Оценка долговечности по формуле 3.17а, вычисленная по всем нагрузкам на тела качения в подшипниках с зазором, считается достаточно достоверной, а в случае натяга в подшипнике, не является таковой, так как на величину последней существенное влияние оказывают малые нагрузки, хотя их роль в накоплении усталостных повреждений несущественна.

Оценка долговечности подшипника при различных значениях распределения нагрузки может быть сделана на основании эквивалентных контактных напряжений (формула 3.17б). Жильников Е.П. [1], основываясь на данных фирмы SKF, которая в каталог включила нагрузку, соответствующую пределу выносливости, определил значение последнего, приняв базовое число циклов равным 10^7 , что на наш взгляд нуждается в экспериментальной проверке, так как

получаются явно заниженные результаты долговечности для быстроходных подшипников и завышенные значения предела контактной выносливости.

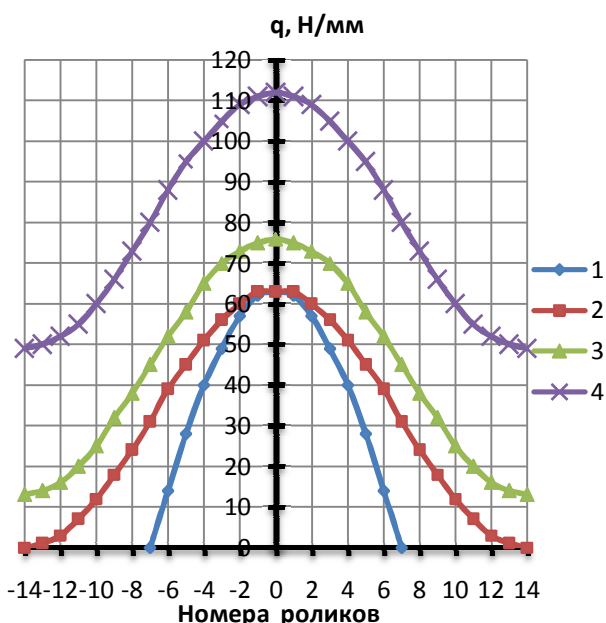


Рис. 6. Распределение нагрузки в подшипнике 1032930, установленном в жестком корпусе и на сплошном вале, при различных натягах (на сторону), мм: 1 – 0 – 0,001; 2 – 0,0026; 3 – 0,0036; 4 – 0,0068

Следует оговориться, что данные фирмы SKF относятся к стали очень высокого качества, поэтому не располагая надежными сведениями о прочностных характеристиках подшипниковой стали, работающей при высоких температурах, наиболее правильным будет делать сравнительную оценку долговечности подшипников по разным критериям.

Критериями оценки могут быть эквивалентные нагрузки, найденные по всем нагрузкам на тела качения (), по усеченным эквивалентным нагрузкам (), при определении которых отбрасываются малые значения нагрузок на тела качения, долевого участия которых составляло до 2,5%; по эквивалентным нагрузкам, найденным в пределах угла зоны нагружения, равном 180° (), по результирующим радиальным нагрузкам, найденным для зон действия внешней нагрузки, 180° ().

В таблице представлены сравнительные значения долговечности перечисленных вариантов. Наименее достоверные данные получены при расчетах по эквивалентным

полным и усеченным нагрузкам, причем при натяге 0,0026 мм получился явно неверный результат.

Таблица - Сравнительная долговечность подшипника при различных зазорах и вариантах расчета

№ п/п	Параметры	Радиальный натяг, мм*			
		0-0,001	0,0026	0,0036	0,0062
1	Эквивалентная нагрузка	6,20	5,59	6,90	10,9
	Долговечность, N	1	1,41	0,704	0,156
2	Усеченная эквивалентная нагрузка	6,87	6,64	8,05	11,31
	Долговечность, N	1	1,12	0,589	0,190
3	Эквивалентная нагрузка	6,20	6,89	8,57	12,97
	Долговечность, N	1	0,704	0,340	0,086
4	Результирующая радиальная нагрузка	444 (6000)	504 (6800)	622 (8390)	941 (12700)
	Долговечность, N	1	0,658	0,327	0,082

Примечание: *Натяг на сторону

По-видимому, более правильным будет вести расчет по эквивалентной и результирующей радиальной нагрузкам, найденным по распределению нагрузки в подшипнике для нижней зоны нагружения – 180° . В таблице это третий и четвертый случаи.

Для расчета распределения внешней нагрузки в подшипнике в авиационных опорах, можно воспользоваться методикой автора [7], которая позволяет учесть изгибную податливость валов, корпусов и действие центробежных сил.

Таким образом, предложенная методика позволяет определить натяги в подшипниках с учетом конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, выполнить анализ влияния различных параметров для конкретных подшипниковых узлов и затем определить влияние натяга на долговечность подшипника.

Библиографический список

1. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор авиационных ГТД / В.Б. Балякин [и др.]. – Самара: Изд-во Сам. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254с.
2. Перель, Л.Я. Подшипники качения. Справочник / Л. Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1983. – 543с.

3. Тимошенко, С.П. Пластины и оболочки / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. – М.: Наука, 1966. – 636с.
4. Решетов, Д.Н. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. – Т.IV-1 / Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др. Под общей ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864с.
5. Пономарев, С.Д. Расчеты на прочность в машиностроении, т.3. / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман. – М.: Машгиз, 1959.
6. Ковальский, Б.С. Напряженное состояние и критерий прочности при контактом сжатии / Б.С. Ковальский // Научные записки Харьковского авиационного института, т.5, 1941.
7. Иванов, Б.А. Влияние жесткости соприкасаемых элементов на распределение нагрузки между телами качения в быстроходных радиальных роликоподшипниках / Б.А. Иванов, О.М. Беломытцев // Повышение прочности и эксплуатационная надежность деталей. - Перм. политехн. ин-т. – Пермь, 1968. – С. 162-168.

References

1. Balyakin V.B., Zhilnikov E.P., Samsonov V.N., Makarchuk V.V. Theory and design of support of aviation gas-turbine engine. – Samara, 2007. – 254p.
2. Perel L.Ya. Rolling bearings. Reference-book. – M., 1983. – 543p.
3. Timoshenko S.P., Voynovskiy-Kriger S. Plates and capsules. – M., 1966. – 636p.
4. Engineering. Encyclopedia. Machine elements. Structural strength. Friction, wear, smearing. – V.IV-1/ D.N. Reshetov, A.P. Gusenkov, Yu.N. Drozdov and others. Under general revision D.N. Reshetov. – M., 1995. – 864p.
5. Ponomarev S.D., Biderman V.L. Strength design at engineering, v.3. – M., 1959.
6. Kovalskiy B.S. Stress and strength criterion at contact compression. "Scientific note of Harkov aviation institute", v.5., 1941.
7. Ivanov B.A. Influence harshness transform on load distribution between rolling bodies in high-speed radial roller bearing/ B.A. Ivanov, O.M. Belomytzev// Fortification and maintainability of details/ Perm politechnical institute. – Perm, 1968. – p. 162-168.

THE DETERMINATION OF VARIOUS FACTORS INFLUENCING ON CHANGE OF THE MOUNTING FIT AND CALCULATION PROCEDURE OF THE LOAD DISTRIBUTION IN THE CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS OPERATED IN TIGHTNESS

© 2009 O. M. Belomytzev

Perm state technical university

In present work the evaluation of various factors influencing on change of the mounting fit in high speed rolling bearing is presented. Prime factors are thermal effect and influence of centrifugal forces on the sizes of bearing races. The relation between volumetric and contact deformations of mating parts and bearing is considered. A calculation procedure of the load distribution in the cylindrical roller bearings of gas-turbine engines operated in tightness conditions.

Bearing, clearance, tightness, load distribution

Информация об авторе

Беломытцев Олег Михайлович, кандидат технических наук, профессор Пермского государственного технического университета. E-mail: detail@pstu.ac.ru. Тел. (8-342) 2-198-257, 8-919-48-56-470. Область научных интересов: подшипники качения, трибология, передачи.

Belomytzev Oleg Mihaylovich, candidate of technical science, professor of Perm state technical university. E-mail: detail@pstu.ac.ru. Phone. (8-342) 2-198-257; 8-919-48-56-470. Area of research: rolling bearing, tribology, transmissions.

УДК 621.438

МЕТОДИКА ТЕОРЕТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2009 И. А. Жданов

Самарский государственный аэрокосмический университет

В настоящее время практически все одно- и двухвальные двигатели имеют системы регулирования направляющих аппаратов (РНА) в компрессоре (а иногда и в турбине). Ключевым вопросом при создании системы РНА является оценка влияния поворота лопаток РНА на характеристику компрессора, так как это определяет устойчивость работы компрессора и двигателя в целом. Существующие в настоящее время методики оценки опираются на опытные данные двигателей-прототипов и включают этапы длительных экспериментальных исследований. Таким образом, остро стоит задача создания методического обеспечения для теоретического расчета характеристик компрессора и оценки влияния на них поворота лопаток РНА.

Газотурбинный двигатель, характеристика компрессора, регулируемые направляющие аппараты

Причиной, по которой вводятся регулируемые направляющие аппараты (РНА), является недостаточная газодинамическая устойчивость компрессора. Поэтому определяющую роль в определении угла поворота $\Delta\gamma$ РНА играет необходимый запас устойчивости ΔK_y .

Исходными данными для расчета являются *параметры уже спроектированного компрессора и его характеристика*, полученная по результатам термогазодинамического расчета.

По характеристике определяется режим, где запас газодинамической устойчивости меньше требуемого (например, $\Delta K_y = 15\%$). На этом режиме решается применить поворот РНА на угол $\Delta\gamma$. Для того, чтобы определить минимальный $\Delta\gamma$, проводится расчет компрессора на выбранном режиме работы двигателя при некотором угле $\Delta\gamma_0$. Методом итераций подбирается минимальный угол $\Delta\gamma$, при котором $\Delta K_y \geq 15\%$.

Результатом расчета являются уточнённая геометрия ступени (углы $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta_1, \beta_2, \beta_3$), параметры потока во всех трех сечениях (как полные, так и статические) и, что наиболее интересно, характеристика ступени в целом.

Таким образом, *расчет угла поворота РНА сводится к расчету новой характеристики компрессора*.

Для выполнения описанных выше задач на базе созданного расчетного модуля (с учетом его оптимизации, дополнения и

отладки) была разработана программа, которая позволяет автоматически строить характеристики компрессора. Ниже приведены описание алгоритма, расчетных формул и принципа работы расчетного модуля программы и работы в целом.

Использование метода, предложенного Хауэллом

При газодинамическом проектировании рассматривается физическая картина рассогласования работы отдельных групп ступеней осевого компрессора и определяются потребные углы поворота лопаток РНА. Однако решение этой задачи сопряжено с рядом трудностей. Несмотря на многочисленные попытки, оказалось невозможным одними теоретическими методами точно определить рабочие характеристики решетки, и самыми надежными остаются экспериментальные методы исследования. Тем не менее, в свете тенденции к сокращению сроков создания двигателя и ограничения бюджета двигательных фирм на его проектирование в условиях рыночной экономики, все большее внимание уделяется именно совершенствованию теоретических методов оценки параметров решетки (потерь, КПД и др.). Существует ряд методов, позволяющих провести данную оценку. Наиболее простой и надежный метод предложен Хауэллом.

Зависимость, предложенная Хауэллом для малых скоростей, широко применяется конструкторами осевых компрессоров и

основана на использовании условия номинального режима работы: угол поворота потока ε^* составляет 80% угла поворота при срыве ε_m . Выбор $\varepsilon^* = 0,8 \varepsilon_m$ в качестве расчетного условия является компромиссным. Хауэлл установил, что номинальные углы поворота потока в различных компрессорных решетках в первую очередь зависят от относительного шага b/t , номинального угла выхода потока β_2^* для РК (α_3^* – для НА) и числа Re:

$$\varepsilon_{PK}^* = f(b/t, \beta_2^*, Re),$$

$$\varepsilon_{HA(PHA)}^* = f(b/t, \alpha_3^*, Re).$$

Важно отметить, что соотношение $\varepsilon_m = 1,25 \varepsilon^*$, которое используют для определения угла поворота при работе на срывном режиме (помпаж), фактически не зависит от изгиба профиля θ при выборе этого параметра в нормальном диапазоне $20^\circ < \theta < 40^\circ$. Изменение ε^* в зависимости от β_2^* (α_3^*), установленное Хауэллом для нескольких значений относительного шага решетки, показано на рис.1.

Зависимость от числа Re несущественна, если значение числа Re, рассчитанное по хорде лопатки, превышает $Re > 3 \cdot 10^5$. Формула, предложенная Хауэллом для аппроксимации результатов и часто применяемая для предварительной оценки характеристики, записывается в виде правила разности тангенсов:

$$\text{для РК: } \tan \beta_1^* - \tan \beta_2^* = \frac{1,55}{1 + 1,5b/t},$$

$$\text{для НА(РНА): } \tan \alpha_2^* - \tan \alpha_3^* = \frac{1,55}{1 + 1,5b/t},$$

и применима в диапазоне углов $0 \leq \beta_2^* (\alpha_3^*) \leq 40^\circ$.

Разность между углом потока при входе в решетку и входным углом лопатки выбирается конструктором, и для ВНА обычно равна нулю, а для других решеток берется по результатам предыдущих расчетов.

Однако при выходе из решетки разность между углами потока и лопатки, называемая углом отставания δ , зависит от изгиба средней линии, формы профиля, относительного шага и угла установки. Угол отставания может быть значительным и его

важно оценить точно.

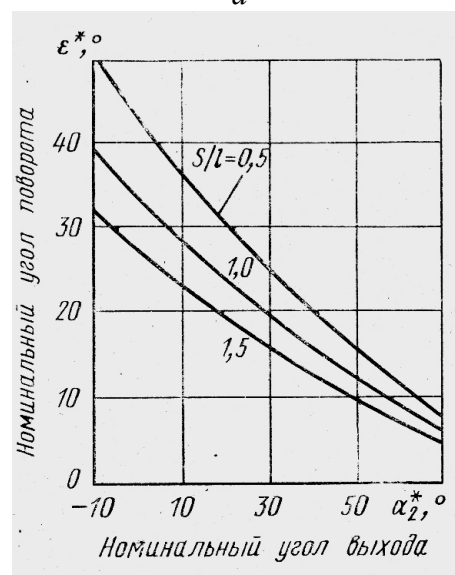
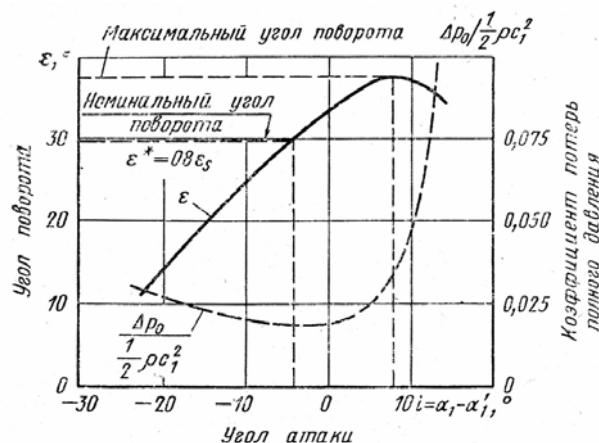


Рис.1. Характеристика компрессорной решетки (а) и изменение номинального угла поворота (б) в зависимости от номинального угла выхода при нескольких значениях относительного шага решетки

Для получения зависимости угла отставания δ^* от угла изгиба профиля и относительного шага Хауэлл предложил эмпирическое соотношение

$$\delta^* = m \cdot \theta \cdot (b/t)^n,$$

где $n = 1/2$ для компрессорных решеток и $n = 1$ для входных направляющих лопаток компрессора. Величина m зависит от формы средней линии лопатки и установки лопатки. Для компрессорной решетки (т.е. диффузорного течения)

$$m = 0,23(2x_f)^2 + \beta_2^*/500.$$

Для входных направляющих лопаток, которые по существу играют роль сопловых лопаток турбины (т.е. для конфузорного течения),

$$m = \text{const} = 0,19.$$

В заключение следует отметить, что расчетный угол отставания потока является одним из наиболее важных параметров при проектировании, так как незначительные погрешности при его определении связаны с большим изменением угла поворота и, следовательно, с изменением расчетной характеристики.

Для получения характеристики решетки при нерасчетных условиях можно использовать обобщенную характеристику Хауэлла. Если известны номинальные значения углов поворота потока ε^* и атаки i^* , то можно легко определить нерасчетную характеристику решетки (угол поворота, коэффициент потерь полного давления) при любом другом угле атаки.

Очевидно, что метод Хауэлла является простым и достаточно прямым для оценки характеристики данной ступени при изменении входных углов потока. Данные можно также использовать для решения более сложной обратной задачи, а именно, выбора соответствующей геометрии решетки при заданном угле поворота потока. В этом случае, если используется предыдущий метод расчета на номинальном режиме, то можно механически получить неприемлемые значения относительного шага решетки. Однако относительный шаг решетки в некоторой степени может быть определен компоновкой компрессора, и тогда расчетный угол атаки только случайно совпадает с номинальным. Поэтому расчетный угол атаки выбирают достаточно произвольно, и некоторые конструкторы, не принимая во внимание условия на номинальном режиме работы, могут выбирать угол атаки, который наилучшим образом соответствует эксплуатационным условиям работы компрессора. Например, для того, чтобы при работе с уменьшенным расходом угол атаки в решетке был положительным, можно первоначально выбрать отрицательный угол атаки.

Для вычисления потерь в этом случае используется график, приведенный на рис. 2.

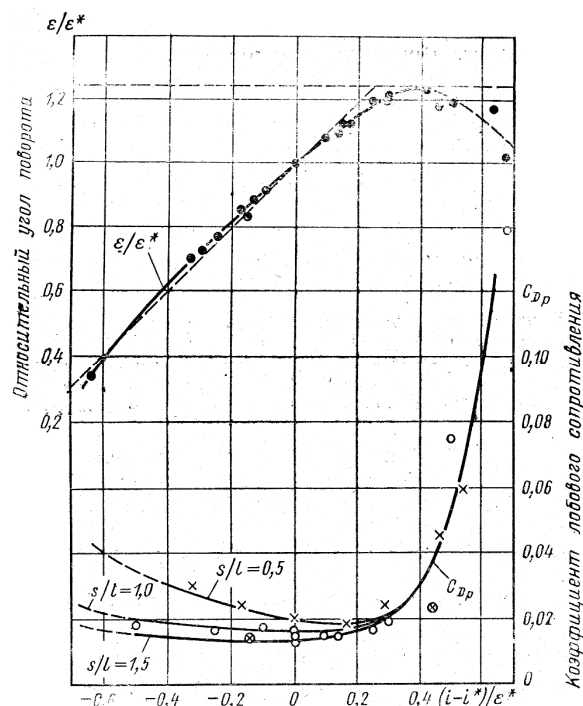


Рис.2. Нерасчетная характеристика компрессорной решетки: ε – угол поворота; ε^* – номинальный угол поворота ($0,8\varepsilon_m$); i – угол атаки; i^* – угол атаки, обеспечивающий ε^*

Целью расчета является построение характеристики компрессорной ступени в зависимости от изменения входного угла потока α_1 , получаемого из-за применения РНА(РВНА), установленного перед рассчитываемой ступенью. Как следствие, деформация характеристики на режимах малого газа и, таким образом, получение требуемых запасов устойчивости на этих режимах.

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА

1. По указанной методике рассчитывается характеристика компрессора при нулевых углах поворота РНА.
2. Уточняется термогазодинамический расчет двигателя с использованием вместо обобщенной характеристики той, что получена в п.1.
3. Определяется запас газодинамической устойчивости ΔK_y :

$$\Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100\%,$$

$$\text{где } K_y = \frac{[\pi_k^*/q(\lambda_B)]_{\text{кр}}}{[\pi_k^*/q(\lambda_B)]_{\text{л.с.р.}}}, \text{ значения } \pi_k^*, q(\lambda_B)$$

снимаются с графика: $\pi_{кзр}^*$ и $q(\lambda_B)_{зр}$ – с линии границы помпажа; $\pi_{к.л.с.р.}^*$ и $q(\lambda_B)_{л.с.р.}$ – с линии совместной работы.

Для расчета принимается $\Delta K_{у\min} = 15\%$. Режимы проверяются начиная с $n = 100\%n_{\max}$ (номинальный режим) и до $n = 0\%n_{\max}$ (останов) с шагом в $5\% n_{\max}$.

4. Первоначально принимается, что регулируемым будет только входной направляющий аппарат. В дальнейшем можно будет увеличить количество РНА. Более подробно о выборе количества РНА см. ниже.

5. Для данного режима работы задаются углами поворота РНА (РВНА) $\Delta\gamma_{РНАi}$ ($\Delta\gamma_{РВНА}$). Для первого расчета рекомендуется взять угол $\Delta\gamma_{РВНА} = 5^\circ$, а в дальнейшем – выбирать в диапазоне от 0° до 40° с шагом 5° .

6. Рассчитывается РВНА(ВНА) (если РВНА(ВНА) отсутствует, то расчет начинается сразу с п.7). Результатом является угол α_1 , который необходим для последующего расчета первой ступени компрессора, давление и температура p_1^* , T_1^* (в случае отсутствия РВНА(ВНА) – задаются непосредственно). При расчете стоит отметить, что обычно РВНА(ВНА) выполняют конфузным в связи с необходимостью закрутки потока и снижения Маха потока в относительном движении, что позволяет использовать более “тонкие” профили лопаток РК первой ступени.

7. Рассчитывается 1-ая ступень компрессора с учетом выбранных $\Delta\gamma_{РВНА}$ (если есть) и $\Delta\gamma_{РНА1}$, где в качестве РНА выступает НА этой ступени.

8. Рассчитывается следующая ступень, считая, что входными параметрами для нее являются выходные предыдущей; если НА какой-то ступени является РНА, то учитывается $\Delta\gamma_{РНАi}$ для этой ступени.

9. Пункт 8 повторяется до тех пор, пока не будет рассчитан весь компрессор.

10. Таким образом, получается точка новой характеристики компрессора. Чтобы получить всю характеристику изменяют расход G и повторяют п.6-8. В результате получается новая характеристика компрессора

11. Используя автоматизированную систему термогазодинамического расчета (например, АСТРА, СГАУ) по новой характеристике вновь уточняется линия совместной работы и определяются запасы газодинамической устойчивости.

Если $\Delta K_{у} < 15\%$, то весь расчет п.5-10 надо повторить, скорректировав $\Delta\gamma_{РНАi}$ или введя дополнительные РНА.

12. После получения необходимых запасов газодинамической устойчивости на заданном режиме, переходят на следующий режим, где наблюдаются малые $\Delta K_{у}$ и расчет п.5-11 повторяется.

13. После этого строится график изменения одного взятого $\Delta\gamma_{РНА}$ по n .

Выбор количества направляющих аппаратов, которые делают регулируемыми, зависит от многих факторов, главными из которых являются: опыт ОКБ по проектированию РНА, требования минимального веса, надежность конструкции, конструктивные ограничения, связанные с проектированием РНА на слишком большие углы поворота $\Delta\gamma_{РНА}$ (кроме того, при этом увеличиваются потери давления из-за раззаворивания РНА).

С точки зрения газодинамики – лучше чтобы весь компрессор был регулируемым. С точки зрения конструкции – лучше чтобы регулирование было минимально.

В настоящее время ОКБ стремятся уменьшить количество РНА, заменяя их обычными НА, а РНА применяют только во время доводки двигателя. Особо актуально это для наземных газоперекачивающих двигателей, где применение РНА стремятся свести к минимуму.

Поэтому для проектной работы принимается, что максимальный угол поворота РВНА составляет 25° , для первого РНА -15° , для второго -12° и уменьшается на 2° для каждого последующего. Общее же количество РНА (включая РВНА) не должно

превышать 3-5 (меньшее значение берется для коротких компрессоров, большее – для длинных). Для более полного анализа получающихся результатов необходимо кроме рассмотрения графика зависимости степени повышения давления π_k^* от расхода, следует рассматривать еще зависимость КПД η_k^* от расхода. Однако изменение КПД может оказаться незначительным, поэтому использовать график изменения КПД как критерий нельзя.

Программа для расчёта характеристики компрессора

Как было указано для решения задачи теоретического построения напорных

кривых и характеристики компрессора в целом, была создана программа, использующая метод Хауэлла. Внешний вид программы приведен на рис. 3. В первую очередь результаты сравниваются с экспериментальными данными и уточняется положение линии совместной работы компрессора. Для примера, рассматривается компрессор с тремя РНА: ВНА, 1РНА, 2РНА. На рис.4, в показан результат отстройки границы помпажа за счет поворота лопаток РНА (сплошная красная линия – исходное положение при нулевых углах поворота, пунктирная красная линия – результат поворота лопаток на заданные углы).

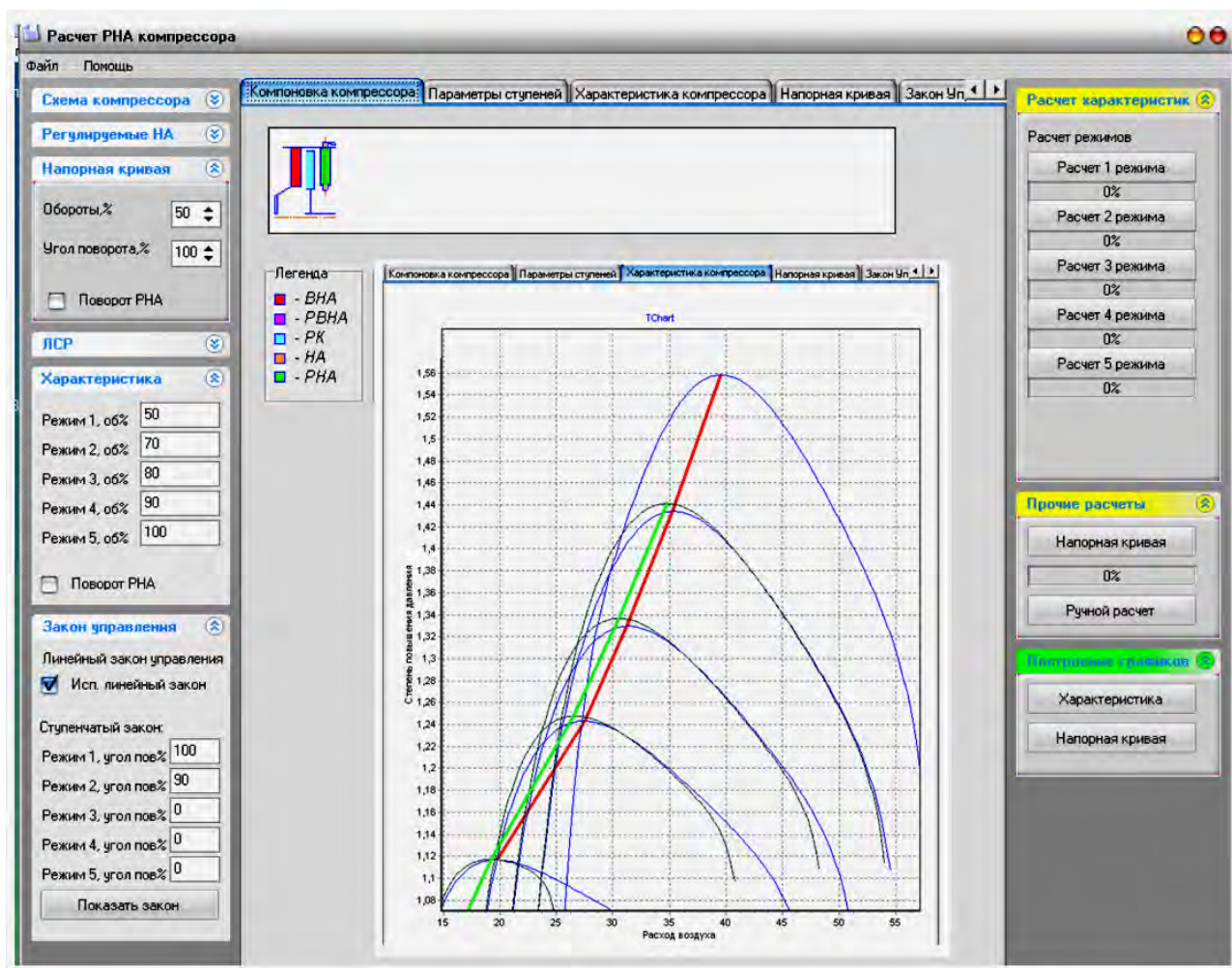
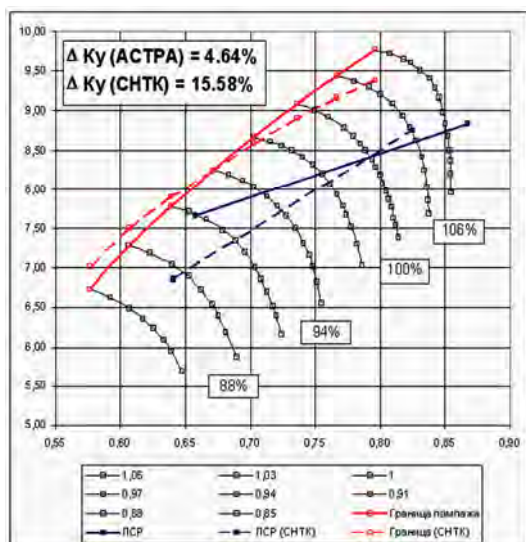
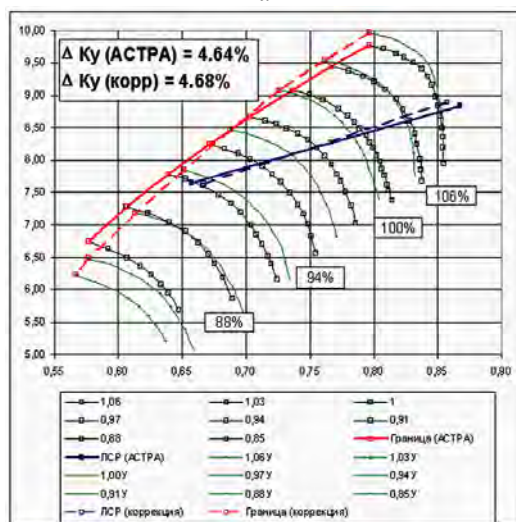


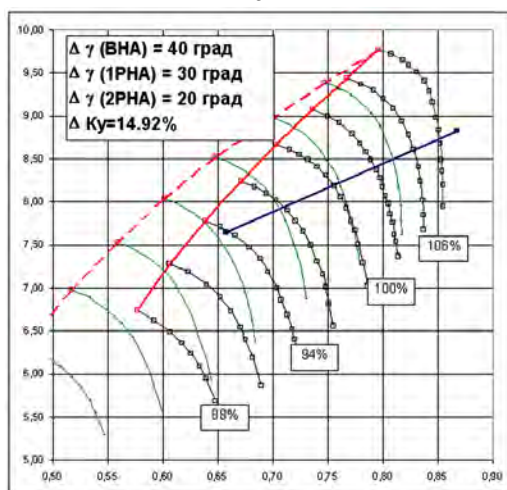
Рис.3. Внешний вид оригинальной программы



а



б



в

Рис.4. Характеристики компрессора:
а – сравнение характеристик завода-производителя и полученных с помощью программы АСТРА;
б – коррекция ЛСР при переходе из АСТРА в оригинальную программу; в – получение требуемых запасов газодинамической устойчивости компрессора

трех направляющих аппаратов значительно отодвигает границу помпажа, увеличивая тем самым запасы газодинамической устойчивости компрессора.

Таким образом, нами рассмотрен принцип влияния поворота работы РНА на характеристику компрессора.

Используя данный подход можно определить требуемое число РНА для обеспечения заданной величины ΔK_y . Для этого достаточно для начала рассмотреть лишь поворот ВНА, если его работы окажется недостаточно, то необходимо добавить еще один РНА и т.д.

Закключение

Как результат, мы имеем характеристику компрессора (напорные кривые, границы помпажа, ЛСР), полученную по результатам теоретического расчета без проведения серий дорогостоящих экспериментальных исследований. Тем самым значительно сокращены сроки проектирования системы РНА и двигателя в целом. Получены такие важные параметры как требуемое число ступеней РНА и углы поворота РНА для обеспечения заданного запаса газодинамической устойчивости ΔK_y .

Библиографический список

1. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.
2. Белоусов, А.Н. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин / А.Н. Белоусов [и др.] - Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара: 2006. – 316с.
3. Вьюнов, С.А. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности "Авиационные двигатели и энергетические установки" / С.А. Вьюнов [и др.] Под общей редакцией Д.В. Хромина.– М.: Машиностроение, 1989. – 368с.

References

1. Kulagin V.V. Teorija, raschet i

Видно, что совместная работа всех

proektirovanie aviacionnyh dvigatelej i jenergeticheskikh ustanovok: Uchebnik. – M.: Mashinostroenie, 2002. – 616 s.

2. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M., Kuz'michev V.S. Proektnyj termogazodinamicheskij raschet osnovnyh parametrov aviacionnyh lopatochnyh mashin; Samar. gos. ajerokosm. un-t. Samara, 2006.

s.316

3. Konstrukcija i proektirovanie aviacionnyh gazoturbinnyh dvigatelej: Uchebnik dlja studentov vuzov po special'nosti "Aviacionnye dvigateli i jenergeticheskie ustanovki"/S.A. V'junov, Ju.I. Gusev, A.V. Karpov i dr.; Pod obwej redakciej D.V. Hronina.– M.: Mashinostroenie, 1989. – 368s.

THEORETICAL CALCULATION APPROACH OF GAS TURBINE ENGINES COMPRESSOR CHARACTERISTIC LINE

© 2009 I. A. Zhdanov

Samara State Aerospace University

Today most of gas turbine engines have a guide vane system in the compressor. Developing estimation approaches of its influence on compressor characteristic line is very important because it defines operation stability of compressor and whole gas turbine engine. So theoretical calculation approach of gas turbine engines compressor characteristic line help to save time and efforts performing experiments.

Gas turbine engine, guide vane system, compressor characteristic line, parametrisation

Информация об авторе:

Жданов Иван Алексеевич, аспирант кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 271-25-16. E-mail: ivan.zhdanov@hotmail.com. Область научных интересов: проектирование системы регулируемых направляющих аппаратов газотурбинного двигателя.

Zhdanov Ivan Alekseevich, postgraduate of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 271-25-16. E-mail: ivan.zhdanov@hotmail.com. Area of research: design of variable guide vane system for aircraft engines.

УПРАВЛЯЕМЫЙ ПУЛЬСИРУЮЩИЙ ДЕТОНАЦИОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

©2009 Ю. И. Цыбизов¹, Л. П. Шелудько²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет

²Самарский государственный технический университет

На основании анализа тенденций применения пульсирующих воздушно-реактивных двигателей для летательных аппаратов предлагается конструкция двигателя периодического детонационного сгорания топлива с управляемыми клапанами.

Пульсирующий детонационный двигатель, тяговое устройство периодического действия, детонационное горение, камера сгорания, резонатор высокочастотных автоколебаний, кольцевое сопло

Общими задачами совершенствования силовой установки (СУ) летательного аппарата (ЛА) в настоящее время являются:

- повышение эффективного КПД;
- снижение массы;
- улучшение экологических характеристик (шум, эмиссия вредных веществ продуктов сгорания);
- снижение затрат на изготовление и эксплуатацию.

Анализируя современное состояние развития авиадвигателестроения, необходимо отметить, что конструктивные решения здесь вплотную приблизились к пределам их возможностей вследствие:

- ограничений при использовании освоенного термодинамического цикла с постоянным давлением рабочего процесса и малых скоростей в камере сгорания (цикл Брайтона);
- невозможности существенного повышения степени сжатия компрессора, обуславливающего значительное уменьшение межлопаточного канала, когда размеры его становятся сопоставимыми с размерами радиального зазора, а толщина лопаток близка к толщине лезвия бритвы;
- невозможности достижения требуемых высоких температур газа перед турбиной из-за ограниченных возможностей применяемых материалов;
- дорогостоящих сложных мероприятий по снижению уровня шума и эмиссии до требуемых норм;
- роста стоимости опытно-конструкторских и доводочных работ, стоимости изготовления и эксплуатации.

В связи с этим в качестве перспективного направления развития рассматривается возможность разработки тягового устройства периодического действия с использованием детонационного горения [1, 2]. Такое направление развития связывают с организацией горения при сверхзвуковых скоростях в термодинамическом цикле, близком к $V = \text{const}$ (цикл Гемфри), простотой конструкции из-за отсутствия подвижных деталей, с низкими затратами на изготовление и т.д. Предполагается, что данный вид пульсирующего детонационного двигателя (ПудД) заменит ГТД, как ГТД в свое время пришел на смену поршневому двигателю в авиации.

На сегодняшний день существуют несколько концепций использования детонационного горения применительно к силовым установкам ЛА:

- создание ПудД в чистом виде для ракеты;
- создание гибридных газотурбинных двигателей (ГТД + ПудД) для дозвуковых и сверхзвуковых самолетов;
- создание детонационно-поршневого двигателя, в котором вместо выхлопных труб установлены детонационные трубы, создающие реактивную тягу;
- использование стационарной детонационной волны горения в камере сгорания гиперзвукового прямоточного воздушно-реактивного двигателя.

К ПудД проявляют интерес США, Израиль, Япония и Россия. Два гиганта двигателестроения США фирмы Пратт-Уитни и Дженерал Электрик, вкладывая миллионы долларов, соревнуются в гонке за приори-

тетное освоение нового направления развития двигателестроения. Наибольшие результаты в направлении создания работающего ПуДД достигнуты в США. НИЦ им. Глена (США) занимает лидирующее положение в вопросах исследований проблем детонационного горения. Результаты этих работ почти не публикуются.

В отличие от традиционного процесса горения, где распространение пламени обусловлено медленными процессами диффузии и теплопроводности (дефлаграция), детонация представляет собой комплекс мощной ударной волны и следующей за ее фронтом зоной быстрой экзотермической реакции. Ударная волна сжимает и нагревает топливовоздушную смесь, продукты сгорания которой сильно расширяются - происходит взрыв (детонационная волна). В ДВС последствия детонации носят негативный характер. Она разрушает двигатель двумя путями - механическим и тепловым. При ее появлении давление и температура в очаге резко, скачком нарастают до высоких, нерасчетных значений, перегружая детали. Установлено, что энергия, выделяющаяся в результате химической реакции, поддерживает ударную волну, не давая ей затухать.

Гидродинамическая теория детонации позволяет рассчитывать значение скорости, распределение давления, плотности и температуры в детонационной волне на основе законов сохранения массы, импульса и энергии, уравнения состояния вещества, а также требования равенства скорости детонационной волны относительно продуктов реакции скорости звука (гипотеза Чепмена-Жуге) [3]. Скорость фронта детонационной волны D в газах составляет 1,5...3 км/с, скорость продуктов химической реакции u в 2...4 раза меньше, а давление определяется из равенства $P_D = \rho u D$. Температура же составляет величину от 2000 до 5000 К. Известно, что для перехода от дефлаграции к детонации, а также передаче детонации для данной ТВС необходимо выдерживать определенные геометрические соотношения по длине, диаметру трубы, зависящие от размера ячейки (L) детонационного фронта смеси [4].

Однако несмотря на многолетние и многочисленные исследования газодинами-

ки импульсного детонационного горения, проводимые в промышленно развитых странах и в том числе выполненные в СНТК, до сих пор нет приемлемых представлений о физических механизмах явления, о процессах начала и распространения детонации, представлений о факторах формирования сложной структуры детонационной волны и т.д. Отсутствие обоснованных рекомендаций для инженерной практики по созданию конструкции ПуДД обуславливает необходимость дальнейших научно-технических исследований.

Кратко нерешенные научные и технические проблемы, связанные с детонацией, можно сформулировать сегодня следующим образом:

1. Отсутствие обоснованности применения к детонационному процессу ПуДД соотношений термодинамически равновесных процессов (время цикла около 40 мкс, что сравнимо с временами релаксации внутренних степеней свободы молекул, необходимых для установления термодинамического равновесия и протекания химических реакций).

2. Необходимо выполнение фундаментальных исследований по получению:

- данных по кинетике неравновесных физико-химических процессов детонационного горения для различных видов топлива;
- по вопросам смешения при наличии быстротекущего процесса;
- по вопросам высокочастотной регулярности и управляемости процессами применительно к ПуДД;
- обоснованию приемлемого способа инициирования детонации в горючей смеси.

3. Отсутствие решения вопросов термостойкости реальной конструкции.

Другая проблема – реализация цикла Гемфри. Термодинамический цикл $V=\text{const}$ практически был реализован еще в двадцатых годах прошлого столетия Хольцвартом в ГТУ с двухклапанными камерами периодического сгорания. Однако из-за ограниченных технических возможностей ГТУ того времени достигнутый КПД не превышал 20%. В связи с этим, очевидно, требуются дальнейшие опытно-конструкторские работы по реализации приемлемого схемного

решения.

Следует особо отметить, что Природа улучшает свои творения, имея какую-то тягу к колебательным и волновым движениям. По принципу периодических движений Природа сотворила самые совершенные энергосберегающие транспортные системы. Поэтому обеспечение устойчивого пульсационного рабочего процесса детонации, составляющего основу работы ПуДД как тягового устройства, находится в полном согласии с принципами развития эффективных технических решений. Тем не менее и до сегодняшнего дня существенных продвижений в деле создания ПуДД пока нет. Это обстоятельство позволило А.Г. Прудникову во вступительном слове к трудам конференции РАН «Прикладные проблемы термогазодинамики» сделать вывод: «... с момента открытия детонационного горения вскоре после открытия Нобелем динамита (80-е годы 19 века) не было создано ни одного детонационного двигателя, за исключением детонационного устройства для отпугивания комаров».

Уже после завершения Второй мировой войны в СССР, США и Франции проводились интенсивные работы по пульсирующим ВРД на основе имеющихся материалов по ФАУ-1. В Казанском авиационном институте этой проблемой занимались В.А. Костерин, В.П. Мигалин, А.В. Ярин, А.А. Потапенко, найденное ими конструктивное решение пульсирующего ВРД с аэродинамическим клапаном было сделано в 1954 году. Оно обеспечило высокие показатели.

В настоящее время в ряде институтов (ЦИАМ, ЦАГИ) и ОКБ (включая ОКБ Самарского научно-технического комплекса имени Н.Д. Кузнецова) проводились и проводятся исследования, опытных образцов ПуДД.

На рис.1. а, б в виде конструктивной схемы представлен возможный вариант нового типа двигателя с периодическим детонационным сгоранием топлива, предложенный Ю.Н. Нечаевым в [1] и исследуемый в настоящее время на ряде ведущих фирм России. Рассматриваемая схема включает:

- газогенератор современного ГТД с каналом отвода воздуха из-за компрессора и подвода его к тяговым модулям ПуДД;

- устройство (заменяющее форсажную камеру) с тяговыми модулями ПуДД.

Здесь же на рис. 1.б показана возможная конструкция резонансной камеры, представляющая собой полусферическую тяговую стенку и кольцевое сопло, предназначенное для организации детонационного горения предварительно подготовленной топливовоздушной смеси (ТВС). За кольцевым соплом располагается обычное выхлопное сопло.

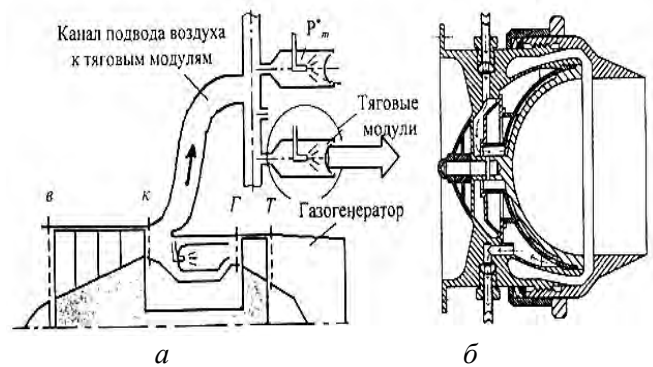


Рис.1. Вариант использования ПуДД

В СНТК испытан демонстрационный модуль ПуДД, подобный тяговому модулю, представленному на рис.1, б и имеющий следующие особенности:

- использование полусферической резонансной камеры (РК) как резонатора высокочастотных автоколебаний при детонационном горении;
- использование кольцевого сопла в качестве источника сверхзвукового потока, направленного к оси РК с целью образования ударной волны, замыкающей выход из РК и служащей газодинамическим затвором;
- организация двухстадийного сгорания керосина, состоящая в предварительном нагреве его и последующем разложении горючих компонентов топлива на высокоактивные составляющие – источники детонации.
- отсутствие в конструкции механических клапанов и запальных систем.

Отработан розжиг ТВС при работе модуля на богатых и бедных смесях.

Неоднократно зафиксированы случаи резкого скачкообразного повышения тяги и давления в полости РК. Максимальная величина заброса тяги в единичных случаях почти в 6 раз превышала исходной (стационар-

ной) уровень. На рис.2 представлена непрерывная запись на одном из режимов изменения величины тяги и давления в РК от времени работы ПудД. Скачкообразное повышение тяги от 100 кг до 168 кг в районе 2-й секунды имело место при полном давлении на входе в кольцевое сопло равном $4,6 \text{ кг/см}^2$, температуре ТВС 400°C и коэффициенте избытка воздуха $a = 1$.

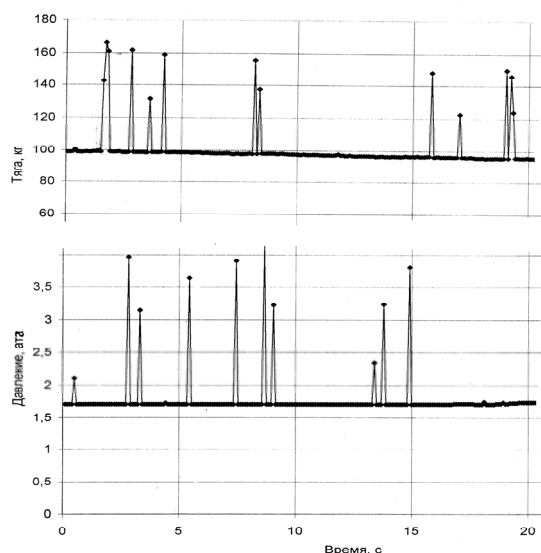


Рис.2. Результаты измерения тяги и давления в РК, зафиксированные ПЭВМ

Следует отметить, что все фиксируемые скачкообразные изменения величины тяги подтверждались скачкообразным изменением величины давления с некоторым некоррелируемым отставанием по времени. В выполненных испытаниях не удалось вызвать регулярные пульсации давления и тяги. Выполнены измерения эмиссионных характеристик. На режиме работы ПудД, представленном данными рис. 3, эмиссия СО составила около 2500 ppm и полное отсутствие эмиссии NOx. К сожалению, отмечены случаи подгара (эрозия) стенки РК.

Новое поколение реактивных двигателей для силовых установок ЛА тесно связано с освоением («укрощением») процесса детонационного горения.

Эффективный КПД тепловой машины с «укрощенным» детонационным (сверхзвуковым) горением больше КПД двигателя с термодинамическим циклом при $V = \text{const}$, который, в свою очередь, больше КПД двигателя с термодинамическим циклом при $P = \text{const}$.

На основании анализа выполненных и опубликованных работ по вопросам детонационного горения и положительных результатов работы пульсирующих ВРД (клапанного типа) предлагаются дополнительные экспериментальные исследования и конструктивные проработки по следующим направлениям.

Обычно в качестве топлива для ПудД стараются использовать те виды топлив, которые используются в авиации. Кроме того предусматривается использование топлив и присадок к ним, вызывающих детонацию. (Западные аналоги ПудД используют газобразные топлива: водород, этилен и пропан).

Одним из путей совершенствования рабочего процесса ПудД, намеченных СНТК и сотрудниками ИПРИМ РАН (Т.Н. Кузнецова и В.А. Елизаров), является отработка рабочего процесса на микропузырьковом керосиново-воздушном топливе [4]. Для осуществления таких испытаний в ИПРИМ РАН проведены лабораторные исследования по приготовлению микропузырьковой керосиново-воздушной смеси. Насыщенный воздухом керосин подвергался воздействию разрежения в специальной форсунке, в результате чего он вскипал с образованием кавитационных микропузырьков. Ожидается, что даже при слабом воздействии ударных волн на пузырьковую среду генерируется мощный импульс давления в виде детонации. В ходе стендовой отработки процесса предполагается решение следующих задач:

- определение условий инициирования детонационного горения;
- отработка цикличности, т.е. обеспечение устойчивых регулярных резонансных пульсаций высокой частоты.

Наряду с таким подходом может быть реализован и другой процесс конверсии керосина, основанный на аномальном свойстве повышенной сжимаемости микропузырьковой среды по сравнению с сжимаемостью обычных газов [4].

В качестве конструктивного мероприятия предлагается реактивный двигатель периодического детонационного сгорания (рис. 3) с управляемыми клапанами, выполненными в виде двух – входного и выходного вращающихся дисков, снабженных отвер-

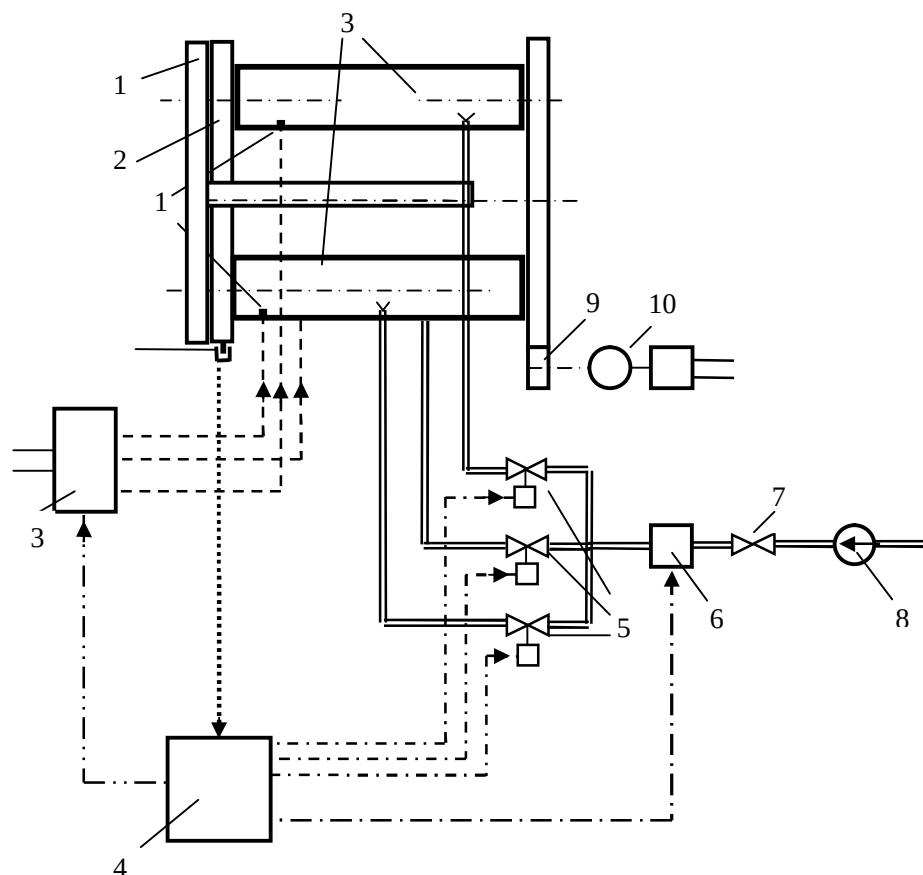


Рис.3. Принципиальная схема регулирования пульсирующего воздушно-реактивного двигателя:
 1 – свечи; 2 – электромагнитный датчик; 3 – блок зажигания; 4 – командно-топливный агрегат; 5 – отсекающие топливные клапаны камер сгорания; 6 – импульсный топливный клапан; 7 – запорный топливный клапан; 8 – топливный насос; 9 – дисковый клапан

.....	Импульсная линия от электромагнитного датчика
----	Сигнал на свечи зажигания
- . - . - .	Управляющий сигнал на отсекающие топливные клапаны КС
— . — . — .	Управляющий сигнал на импульсный топливный клапан
—	Управляющий сигнал на блок зажигания

ствиями для входа в камеры сгорания воздуха и выхода горячих газов. Оба диска связаны общим валом. Двигатель снабжен командно-топливной системой регулирования, включающей синхронизированные системы привода вращающихся дисков, впрыска топлива и электроискрового зажигания. Система регулирования двигателя работает по сигналам электромагнитного датчика частоты вращения входного диска. Изменение нагрузки и тяги двигателя производится путем варьирования числом оборотов обоих дисков, приводимых от внешнего электродвигателя постоянного тока. Дополнительное использование на входе воздушного потока неподвижного перфорированного диска позволяет осуществлять внешнее охлаждение камер сгорания и вращающихся дисков, что

способствует повышению их надежности и ресурса двигателя. Положительными сторонами предлагаемой конструкции ПуДД являются его повышенная удельная мощность, возможность регулирования тяги и обеспечение большего ресурса. Таким образом, намечаемые экспериментально-теоретические работы по вопросам детонационного горения и опытно-конструкторские работы по созданию ПуДД являются актуальнейшими и требуют специальной отработки рабочего процесса в хорошо оснащенных лабораторных условиях с надлежащим финансированием.

Библиографический список

1. Нечаев, Ю.Н. Новый тип двигателя с периодическим сгоранием топлива - пульси-

рующий детонационный двигатель / Ю.Н. Нечаев // Вестн. академии наук авиации и космонавтики. -№2.- 2002.- С. 28 -32.

2. Елисеев, Ю.С. Исследование возможности увеличения тяги двухконтурного турбореактивного двигателя с помощью выносных пульсирующих детонационных форсажных камер / Ю.С. Елисеев, Ю.Н. Нечаев, В.А. Левик [и др.] //Двигатели 21 века: тез. докладов. М.: ЦИАМ, 2000. -С.16-17.

3. Курант, Г. Сверхзвуковое течение и ударные волны/ Г. Курант, К. Фридрихс.- М.; ИИЛ,1950. - С. 426.

4. Елизаров, В.А. Некоторые аспекты стендовой отработки пульсирующего детонационного двигателя, работающего на керосиново - воздушном топливе / В.А. Елизаров [и др.] // Сб. научных докладов РАН. М.: ИМАШ, РАН, 2002.- С.338-343.

References

1. Nechaev Y.N. New type of engine with periodic fuel burning – pulsed detonation engine. Vestnik of science academia of aviation and space №2, 2002, p. 28 -32.

2. Eliceev Y.S., Nechaev Y.N., Levik V.A. and other Investigation of by-pass turbojet engine power increasing possibility with offset pulsed detonation afterburner duct. Moscow, TSIAM, «Engines of a 21 age». Theses of lectures.2000. p. 16-17.

3. Kurant G., Fridrihs K. Supersonic flows and impact waves. M. IIL.1950. p. 426.

4. Elizarov V.A., Kuznetsova T.N., Lavrov V.N., Rogalev V.V., Tsibisov Yu.I. Some aspects of bench-top optimization of pulsed detonation engine, working on kerosine oil –air fuel. Collection of scientific lectures of RAS. Moscow. IMASH, RAS. 2002. p. 338-343.

MANIPULATE PULSED DETONATION ENGINE

© 2009 Yu. I. Tsibisov¹, L. P. Chelydko²

¹Samara State Aerospace University

²Samara State Technical University

In this paper, executed with participation of doctor of engineering sciences, professor of Biryuka Vladimir Vasil'evicha, according to application's trends of pulsed air-breather engine for aircrafts it is shown a design of engine with periodic fuel detonation burning and manipulated valves.

Pulsed detonation engine, fuel detonation burning, combustion chamber, resonator of high frequency self-oscillation, ring jet pipe

Информация об авторах

Цыбизов Юрий Ильич, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского государственного аэрокосмического университета, начальник отдела Самарского научно-технического комплекса им Н.Д.Кузнецова. Тел. (846) 335-18-12. E-mail: Teplotex_ssau@bk.ru. Область научных интересов: тепломассообмен, термодинамика.

Шелудько Леонид Павлович, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного технического университета. Тел. (846) 310-03-91. Область научных интересов: тепломассообмен, термодинамика.

Tsibisov Yurii Ilich, doctor of engineering science, professor of Samara State Aerospace University, head of section of JSC “SNTK named after N.D. Kuznetsov”. Phone: (846)335-18-12. Area of research: teplotmassoobmen, thermodynamics.

Chelydko Leonid Pavlovich, candidate of technical science, docent of Samara State Technical University. Phone: (846) 310-03-91. Area of research: teplotmassoobmen, thermodynamics.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СЛОЖНОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ НА ОСНОВЕ СКВОЗНОЙ АВТОМАТИЗАЦИИ

© 2009 Т. С. Шишкина, В. Г. Смелов, Н. Д. Проничев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрено использование интегрированных САПР для создания сложной технологической оснастки при организации сквозного производства. Проводится анализ эффективности разработанной методики в реальном производстве и даны рекомендации для более эффективного применения.

САПР, литейная форма, формопакет, управляющая программа, методика

Современные системы автоматизированного проектирования (САПР) широко используются в производстве на всех этапах жизненного цикла изделия, значительно облегчая специалистам работу с новейшим оборудованием. Практическое применение САПР, объединяющих различные модули и адаптированные базовые сценарии пошагового конструирования, выявило потребность глубокого изучения возможностей данных программ и составления методик, позволяющих наиболее быстро и эффективно внедрять информационные системы в реальное производство.

САПР позволяют использовать в качестве исходных данных, трехмерные модели деталей, эффективность которых проявляется там, где возникает необходимость описания поверхностей свободной формы (математически неопределённых, все точки которых имеют различное положение в пространстве), объёмная модель наиболее полно описывает геометрию детали, что очень важно при изготовлении литейной оснастки.

Интегрированные программные продукты, объединяющие в себе CAD, CAE, CAM, PDM модули, позволяют использовать один информационный комплекс на различных этапах производства, что требует интеграции всех специалистов предприятия в едином информационном пространстве.

Для повышения эффективности применения САПР при конструировании и производстве литейной оснастки была разработана методика, позволяющая оптимизировать процесс создания сложной литейной оснастки. Алгоритм этого процесса приведен в работе «разработка методики проекти-

рования формообразующей оснастки с использованием интегрированных информационных систем» [1]. Блок-схема алгоритма, пошагово описывает основные этапы разработки конструкции и производства литейной оснастки. Алгоритм имеет контрольные точки, через которые осуществляется внутренняя обратная связь на протяжении всего процесса изготовления изделия. Так же алгоритм имеет разветвление: создание конструкторской документации и получение 3D моделей деталей литейной формы происходит одновременно. Конструкторская документация формируется автоматически из объёмных моделей, специалист контролирует и корректирует процесс создания чертежей. Далее полученная документация на изделие может храниться в базе данных в электронном виде, что очень удобно при использовании «безбумажной» формы производства и значительно упрощает внесение изменений и поправок в документ при последующих согласованиях и доводочных работах. Получение 3D моделей деталей литейной формы осуществляется путем выделения деталей из 3D модели сборки и импортирования их в отдельные файлы, которые в дальнейшем используются для создания управляющих программ для станка с ЧПУ. Данные процессы являются взаимосвязанными и могут выполняться одним специалистом как единый комплекс работ.

Предложенный алгоритм был отработан при изготовлении литейной формы, благодаря чему была оценена эффективность применения и особенности использования методики в производстве. Из множества

программных продуктов была выбрана программа Cimatron.

Cimatron - CAD/CAM система, построенная на концепции *From Data to Steel* («От данных до металла»), позволяющая применять сквозную технологию в реальном производстве, что значительно повышает производительность при высоких качественных показателях.

В качестве исходных данных рекомендуется использовать чертеж заготовки. На данном этапе желательно, чтобы заказчик мог предоставить документы в международных форматах хранения данных, тогда чертеж может быть загружен в CAD модуль программы и использоваться для дальнейшей работы без перестроений.

Проектирование начинается с создания 3D модели рабочей детали (рис. 1), которую легко получить из 2D чертежа, загруженного в CAD модуль путем простейших операций. Полученная деталь сохраняется отдельным файлом 3D модели и в дальнейшем импортируется в модуль автоматизированного проектирования литейной оснастки, как ключевой объект проекта.

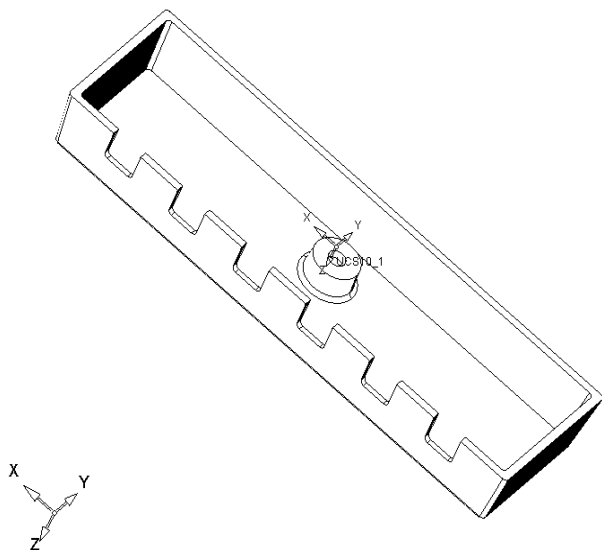


Рис. 1. Объемная модель основной детали

При создании проекта литейной формы особое внимание следует уделять ключевым моментам. Определение габаритных размеров осуществляется на основании данных о литейной машине, на которую будет установлена форма, а именно предельные размеры рабочей области. Выбор компоновочной детали литейной формы производится по

каталогу компоновочных деталей и определяет следующие параметры: количество заготовок (две или более), расположение заготовок: (по окружности или последовательно) при этом необходимо учитывать мощность подачи расплава в литейной машине, характер плавления материала, его текучесть и скорость остывания. Так же на этом этапе в качестве характеристики рабочего материала указывается его усадка, которая позднее будет автоматически учитываться при создании поверхностей и деталей области разъема. Все данные по материалам можно найти в справочной литературе.

Альтернативным вариантом является расчет потребной мощности и габаритов рабочей области литейной машины, такой подход используется при особых условиях производства с учетом серийности и характеристик материала расплава.

При формировании поверхности разъема используется объемная модель рабочей детали, которая загружается в область разъема литейной формы.

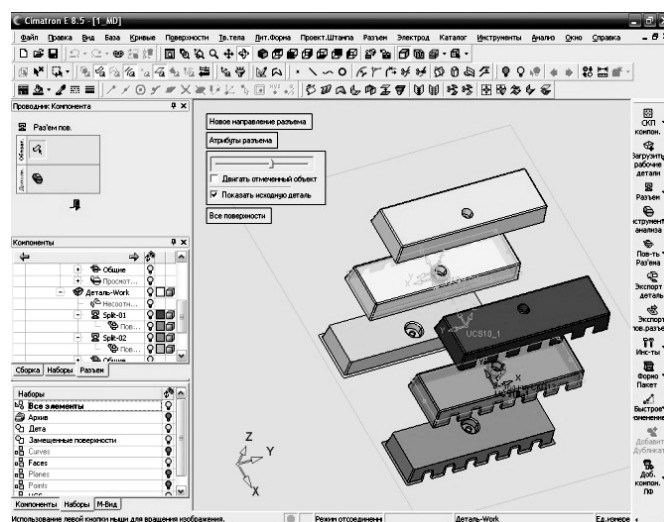


Рис. 2. Формирование поверхности разъема

Поверхность разъема формируется из элементов поверхности рабочей детали (рис. 2), в результате чего может не хватать некоторых поверхностей, необходимых для определения формообразующих деталей пуансона и матрицы, как правило, это торцевые элементы выступов и впадин, не обозначенные геометрией основной детали, но необходимые для ее получения.

Поверхности добавляются в режиме редактирования (рис. 3). Результат проектирования можно контролировать с помощью функции моделирования процесса разъёма.

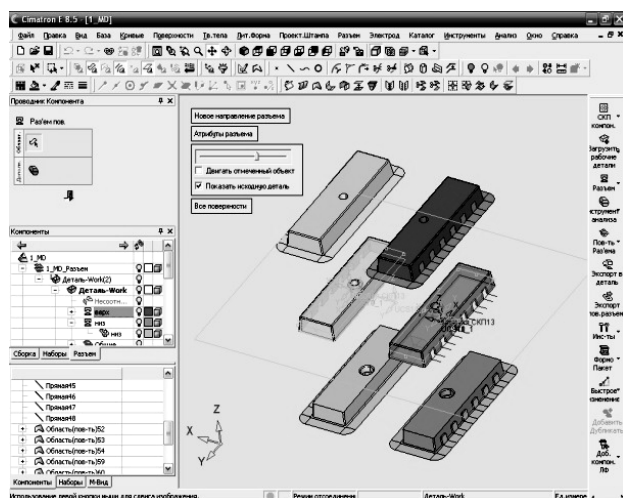


Рис. 3. Получение поверхностей разъёма с добавленными элементами

При выборе формопакета, рекомендуется использовать программу установки плит формопакета (рис. 4). Сначала необходимо выбрать тип компоновки плит: исходя из назначения литейной формы, особенностей её установки, закрепления и работы в литейной машине, учитывая будущее расположение систем формы, из имеющихся в каталоге вариантов компоновки плит формопакета выбирается наиболее приемлемый. Далее, исходя из габаритов ранее выбранной компоновочной детали, задаётся предельный параллелепипед активных деталей и, с учетом габаритных размеров рабочей детали, редактируются толщины плит. Так же на данном этапе конструктор может, используя компоновщик, подобрать составляющие элементы систем литейной формы и их расположение.

Предельный параллелепипед - это та область, в которой будут происходить процессы формирования основной детали, поэтому необходимо учитывать такие факторы, как длина литников, сложность пути расплава, прогрев деталей пуансона и матрицы расплавом и подвод охлаждения. Размеры элементов и их взаимное расположение должны обеспечивать удобство закрепления и обработки детали на станке.

Программа установки плит формопакета после завершения компоновки автома-

тически выбирает из каталога все детали литейной формы соответствующих размеров и создает дерево построения, при помощи которого многократно упрощается работа с проектом литейной формы, доступ к информации о каждой детали в отдельности и их связь с каталогом. В дереве построения все компоненты разделены на группы: верхняя половина формы, нижняя половина формы, разъём и система выталкивания. Все элементы связаны внутри группы между собой, что упрощает процесс редактирования отдельных деталей и целых систем.

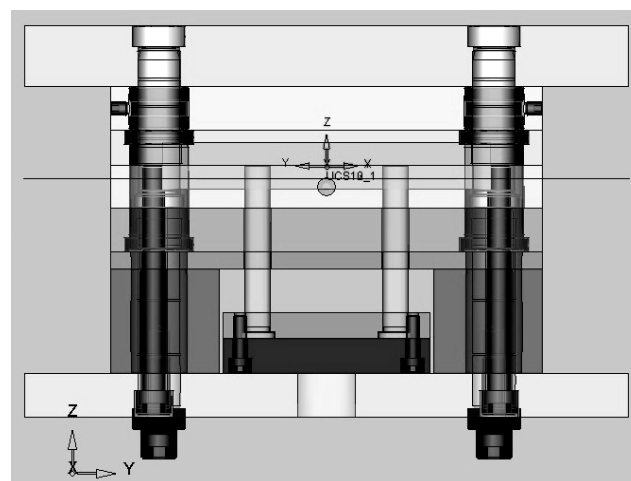
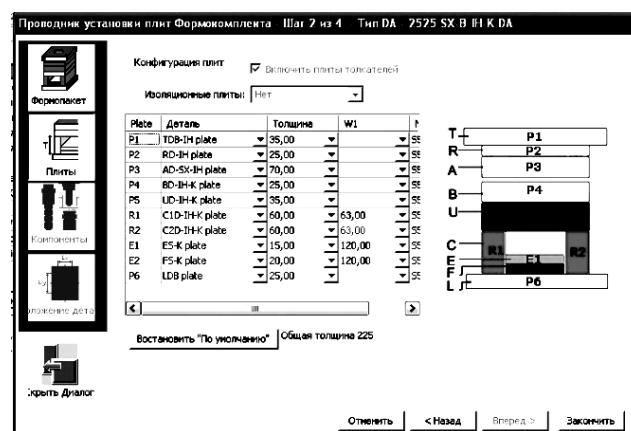
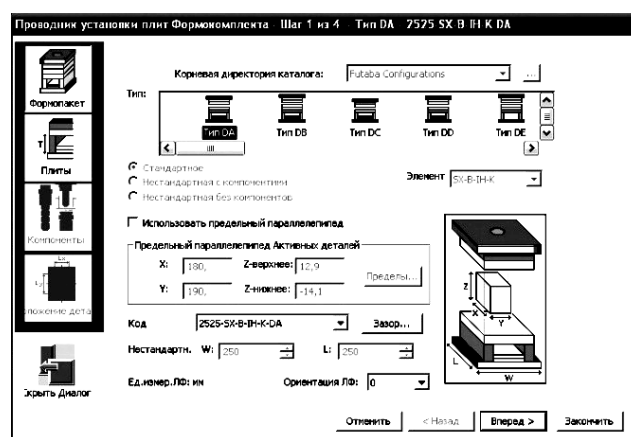


Рис. 4. Пошаговое моделирование штампа

Автоматический компоновщик создает проект литейной формы из деталей, имеющих в библиотеке. Каждый программный продукт поставляется в комплекте с базовыми библиотеками, заложенными разработчиком, содержание этих библиотек может не удовлетворять требованиям конструктора как по размерам деталей, так и по материалам. Библиотеки деталей и материалов предприятия добавляются в программу с помощью менеджера библиотек на подготовительном этапе производства.

Возможности модуля автоматизированного проектирования литейной формы позволяют конструктору редактировать материал и размеры деталей формы как до завершения проекта, так и после, на любом этапе производства. Если в результате редактирования специалист вынужден создавать новую деталь, то он может выбрать нестандартный вариант, самостоятельно задать размеры, материал и сохранить эту деталь в библиотеке. В дальнейшем она может быть использована автоматическим компоновщиком при создании другого проекта.

Проектирование деталей пуансона и матрицы осуществляется в режиме редактирования области разреза. Формообразующие поверхности деталей создаются из полученных ранее поверхностей разреза, а размеры пуансона и матрицы определяются размерами предельного параллелепипеда активных деталей. После создания пуансона и матрицы эти элементы помещаются в дерево проекта в группу деталей разреза и таким образом импортируются в разработанную литейную форму.

После получения формообразующих деталей создаются и редактируются системы, литейной формы: система охлаждения, выталкивания и литейная система. Рекомендуется начинать проектирование систем формы с системы охлаждения.

Проектирование системы охлаждения начинается с создания эскиза в формообразующей плите с неподвижной стороны литейной формы. Эскиз выполняется простыми линиями в заданной плоскости, смещенной от верхней поверхности плиты на величину, необходимую для размещения всех конструктивных элементов. При выполнении эскиза необходимо учитывать, в какой последовательности будут обрабаты-

ваться каналы охлаждения, чтобы обеспечить возможность их обработки за минимальное количество переходов и переустановок. После завершения эскиза необходимо задать максимальный диаметр объектов охлаждения и величину допустимого смещения отверстия, для этого конструктору необходимо иметь доступ к базе данных инструментов, применяемых на предприятии, с описанием их характеристик, в том числе максимальной глубины канала, которую возможно обработать за один переход. Выбирая инструмент, конструктор должен применять знания из области технологии для обеспечения наилучшего результата при согласовании проекта и при его реализации. Окончательный этап процесса формирования канала охлаждения заключается в том, что конструктор определяет рабочие и нерабочие части каналов. В нерабочие части устанавливаются заглушки, при этом необходимо получить извилистый канал, обеспечивающий охлаждение плиты на всех критических участках. При большом количестве формообразующих поверхностей, изготовлении крупных деталей или деталей сложной формы рекомендуется осуществлять подвод охлаждения к каждой формообразующей поверхности отдельно. Дополнительные детали системы охлаждения, обеспечивающие впрыск охлаждающей жидкости и ее слив, выбираются из библиотеки.

После системы охлаждения создаются литниковая система и система выталкивания. При этом необходимо учитывать характеристики литейной машины: устройство автоматов впрыска расплава и разреза литейной формы. Так же следует учитывать характеристики материала расплава (температура плавления, текучесть, скорость застывания) и характеристики застывшего материала – всё это в совокупности с литниковой системой и системой выталкивания оказывает влияние на качество получаемой детали и появление бракованных изделий в партии. Качественные показатели: чёткость элементов, минимальный облой, чистота поверхности, следы от литника и выталкивателей – большинство этих параметров оговаривается на чертеже основной детали.

После получения 3D модели литейной формы рекомендуется исследовать конструкцию на возможность нестабильной рабо-

ты. Для этого можно применить моделирование литья в специализированной программе.

Компьютерное моделирование процессов литья помогает выявить конструкторские ошибки на стадии проектирования и усовершенствовать литьевую форму до её изготовления, что значительно уменьшает затраты на материал и обработку, но не исключает доводочные испытания. Чтобы провести анализ литьевых процессов, необходимо импортировать проект литьевой формы в специализированную программу, что обеспечивается путем использования единых международных стандартов хранения 3-х мерных моделей деталей, используемый в современных программных продуктах.

Данный пункт является контрольной точкой алгоритма, через которую осуществляется обратная связь. При обнаружении дефектов литья в результатах моделирования рекомендуется устранять дефекты конструкции формы, начиная с шестого пункта алгоритма [1] путем пересмотра параметров составляющих элементов: рабочих плит, деталей разъёма, систем формы. Альтернативный контроль, который может быть применен для доводки модели – это доводочные испытания литьевой формы. Данный способ является более затратным, требует изготавливать детали формы с учетом последующей доработки, а также требует участия в доводочных работах специалистов литейного производства.

По результатам проведенного анализа, конструктор вносит исправления в проект формы. Далее создаются файлы с 3D моделями деталей литьевой формы и конструкторской документацией (что было описано выше).

Перед тем, как приступить к разработке технологического процесса, специалисты должны провести технологическое согласование: технолог совместно с конструктором рассматривают каждую деталь разработанной литьевой формы с учетом особенностей производства и повышения технологичности конструкции. Интегрированные программные продукты позволяют вносить изменения в проект на любой стадии разработки, благодаря чему значительно упрощается доводочный этап создания конструкции литьевой формы. Технологическое согласование

также является контрольным пунктом в алгоритме создания литьевой формы. В данном пункте рекомендуется не ограничиваться нестандартными деталями и прорабатывать проект по возможности более подробно вплоть до исходных данных.

После согласования на основании принятых решений и рекомендаций в проекте выполняются поправки и изменения. Далее разрабатывается технологический процесс с подробным описанием каждого этапа обработки.

На основании данных, полученных из 3D модели формы, разрабатываются управляющие программы (УП). Верификация перемещений инструмента происходит в САМ модуле программы Cimatron, таким образом, весь комплекс работ по подготовке производства может быть выполнен одним специалистом.

При применении верификации УП отладка программы производится вне станка, поэтому в алгоритм вводится дополнительная контрольная точка с обратной связью – контроль полученных деталей. При несоответствии параметров деталей требованиям вносятся корректировки в УП, если же дефекты продолжают проявляться при обработке, рекомендуется искать причину, начиная с самого первого пункта создания литьевой формы.

Данная методика была применена в реальном производстве для создания литьевой формы. С учетом рассмотренных выше особенностей использования программы с модулем автоматизированного проектирования, была создана литьевая форма (рис. 5,6,7). При этом удалось обеспечить интеграцию специалистов в едином информационном пространстве и реализацию сквозного производства.

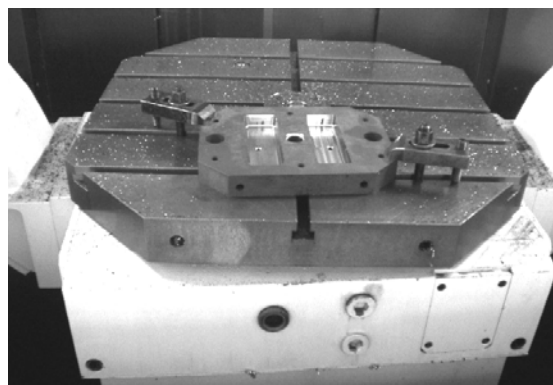


Рис. 5. Обработка детали на станке с ЧПУ



Рис. 6. Детали литейной формы

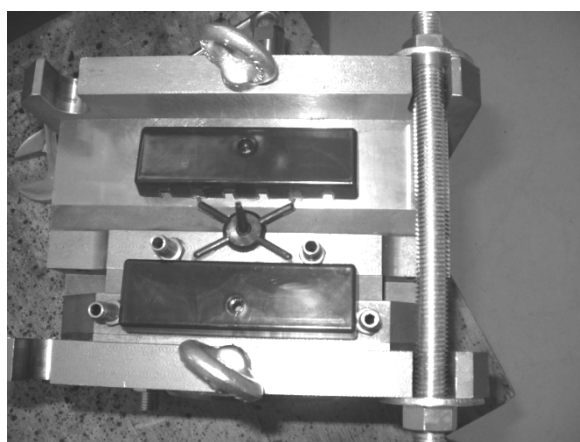


Рис. 7. Литейная форма с отливкой

Использование данной методики позволило сократить время создания литейной формы с трех месяцев до одного. Методика

может также успешно применяться с использованием других аналогичных программных продуктов, имеющих пошаговый сценарий моделирования формы и обеспечивающих сквозную интеграцию специалистов.

Библиографический список

1. Шишкина, Т.С. Разработка методики проектирования формообразующей оснастки с использованием интегрированных информационных систем / Т.С. Шишкина, В.Г. Смелов, Н.Д. Проничев // Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Материалы докладов междунар. науч.-технич. конф. 24-26 июня 2009 г. – Самара: СГАУ, 2009 – В 2 Ч. Ч. 2 – С. 154-157.

References

1. Shishkina T.S., Smelov V.G., Pronichev N.D. Development of the design procedure of the shaping rigging with the use of the integrated information systems // Problems and Perspectives of development engines. Materials of reports of the international scientific and technical conference 24-26.06. 2009 г. – Samara: Samara State Aerospace University, 2009. – T 2 – P. 154-157.

DEVELOPMENT OF THE DESIGN PROCEDURE OF THE SHAPING RIGGING WITH THE USE OF THE INTEGRATED INFORMATION SYSTEMS

© 2009 T. S. Shishkina, V. G. Smelov, N. D. Pronichev

Samara State Aerospace University

The paper describes the use of integrated CAD system for creating complex of Technology for snap-through-manufacturing organizations. Aanalysis of the effectiveness of the procedure developed in the actual production and gives recommendations for more effective application.

Integrated CAD system, mold form, mold base, controlling program, procedure

Сведения об авторах

Шишкина Татьяна Сергеевна, студент Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: shi8989@yandex.ru. Область научных интересов: CAD/CAM системы.

Смелов Виталий Геннадиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры производства двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-47-76. E-mail: Pdla_smelov@mail.ru. Область научных интересов: электрохимическая обработка, PDM системы.

Проничев Николай Дмитриевич, доктор технических наук, профессор кафедры производства двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-45-79. E-mail: Pdla@ssau.ru. Область научных интересов: электрохимическая обработка, автоматизация технологических процессов, корпоративные информационные системы.

Shishkina Tatiana Sergeevna, student of Samara State Aerospace University. E-mail: shi8989@yandex.ru. Area of research: CAD/CAM system.

Smelov Vitaliy Gennadievich, candidate of technical science, associate professor of aircraft engine production department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-47-76. E-mail: Pdla_smelov@mail.ru. Area of research: electrochemical processing, PDM systems.

Pronicev Nikolay Dmitrievich, doctor of technical science, professor of aircraft engine production department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-45-79. E-mail: Pdla@ssau.ru. Area of research: electrochemical processing, work flows automation, corporate information systems.

УДК 539.374

МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ПЛАСТИЧЕСКОГО ТЕЧЕНИЯ ПРИ ГИБКЕ ПАТРУБКОВ РАЗДАЧЕЙ

©2009 О. Ю. Давыдов¹, В. Г. Егоров², А. И. Кочегаров²

¹Воронежская государственная технологическая академия

²Научно-исследовательский институт автоматизированных средств производства и контроля,
г. Воронеж

Представлены результаты моделирования кинематически возможного поля скоростей, описывающего процесс пластической деформации трубной заготовки при гибке патрубков раздачей.

Моделирование, поле скоростей, пластическая деформация, патрубки, гибка раздачей, штампы

При постановке производства широкофюзеляжных самолётов возникла проблема получения сверхтонкостенных

$\left(\frac{D}{t} > 130\right)$ высокоресурсных трубопрово-

дов с толщиной стенки от 0,5 до 0,8 мм из титановых сплавов и коррозионностойких сталей с наружным диаметром от 50 до 120 мм. Традиционные способы гибки проталкиванием [1] с внутренним давлением уже не позволяют получить качественные патрубки из особо тонкостенных и сверхтонкостенных труб из-за возникновения в процессе формообразования следующих дефектов:

- для крутоизогнутых патрубков – поперечные гофры в зоне контакта трубы с пуансоном проталкивания и в зоне малого радиуса изгиба;

- ступенчатых патрубков – недоформовка наружного контура и поперечные гофры в зоне малого радиуса изгиба.

Для формообразования сверхтонкостенных крутоизогнутых и ступенчатых патрубков наиболее приемлемым является технологический процесс штамповки раздачей с применением в качестве наполнителя эластичных сред.

Формообразование патрубков осуществляют в штампах с разъемными в вертикальной плоскости полуматрицами (рис. 1).

Заготовкой при штамповке патрубка является отрезок трубы наружным радиусом r_0 и толщиной t . Рассмотрим конечную стадию формообразования как наиболее важную с точки зрения обеспечения необходимого качества детали.

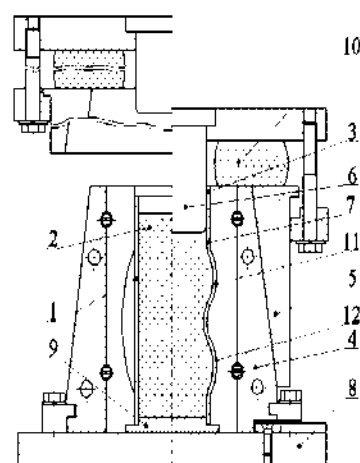


Рис. 1. Схема процесса штамповки патрубков раздачей эластичными средами:
1 – трубная заготовка; 2 – эластичный наполнитель;
3 – прямолинейный канал штампа; 4 – полуматрица;
5 – контейнер; 6 – нажимной пуансон;
7 – отформованная деталь; 8 – основание;
9 – направляющая; 10 – эластичный буфер;
11, 12 – элементы криволинейного канала штампа

В силу наличия поперечной плоскости симметрии анализируем процесс пластического формообразования левой части патрубка. Для моделирования кинематики в пределах этой части выделим 4 зоны (рис. 2).

Зона 4

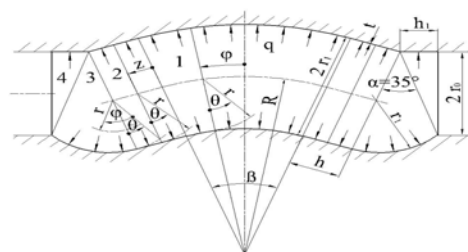


Рис. 2. Зоны, выделяемые при моделировании кинематики пластического течения при гибке патрубков раздачей

Зона 4 является частью исходной трубной заготовки и расположена вне основного

очага деформации. Деформации в данной зоне мало влияют на величину потребного для реализации гибки внутреннего давления q . Поэтому при анализе процесса формообразования эту зону рассматривать не будем.

Зона 1

Для описания геометрии зоны 1 используем тороидальную систему координат r, θ, φ (рис.2). Границы зоны в этой системе координат определяются соотношениями

$$r_1 - t \leq r \leq r_1; 0 \leq \theta \leq 2\pi; 0 \leq \varphi \leq \frac{\beta}{2}.$$

Поле скоростей, моделирующее пластическое течение в каждой зоне патрубка, должна удовлетворять условию несжимаемости и кинематическим краевым условиям

Условие несжимаемости имеет вид

$$\dot{\varepsilon}_r + \dot{\varepsilon}_\theta + \dot{\varepsilon}_\varphi = 0, \quad (1)$$

где компоненты $\dot{\varepsilon}_r, \dot{\varepsilon}_\theta, \dot{\varepsilon}_\varphi$ тензора скоростей деформаций в тороидальной системе координат равны

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon}_r &= \frac{\partial V_r}{\partial r}, \quad \dot{\varepsilon}_\theta = \frac{V_r}{r}; \\ \dot{\varepsilon}_\varphi &= \frac{1}{R - r \cos \theta} \left(\frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} - V_r \cos \theta \right). \end{aligned} \quad (2)$$

В связи с тем, что при гибке раздачей перемещения поперечного сечения в окружном направлении отсутствуют, в соотношениях (2) принято $V_\theta = 0$.

Кинематические краевые условия определяются соотношениями

$$V_r|_{r=r_1} = 0; V_\varphi|_{\varphi=0} = 0. \quad (3)$$

На конечной стадии формообразования патрубка трубная заготовка по всей длине соприкасается с ограничивающей её течение стенкой матрицы. В результате этого под действием внутреннего давления q начинает происходить равномерно распределённое по поверхности сжатие заготовки в радиальном направлении. Поэтому для радиальной компоненты скорости можно принять

$$V_r = \frac{C}{r} - r,$$

где постоянная C определяется из условия выполнения соотношений (3):

$$V_r|_{r=r_1} = \frac{C}{r_1} - r_1 = 0 \Rightarrow C = r_1^2.$$

Тогда

$$V_r = \frac{r_1^2}{r} - r. \quad (4)$$

Подставляя (2) и (4) в (1), находим осевую компоненту скорости V_φ :

$$V_\varphi = \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \varphi + f_1(r, \theta).$$

Постоянную интегрирования $f_1(r, \theta)$ определяем из условий (3):

$$V_\varphi|_{\varphi=0} = f_1(r, \theta) = 0 \Rightarrow f_1(r, \theta) = 0.$$

Таким образом

$$V_\varphi = \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \varphi.$$

В итоге поле скоростей для зоны 1 имеет вид

$$\begin{aligned} V_r &= \frac{r_1^2}{r} - r, \quad V_\theta = 0, \\ V_\varphi &= \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \varphi. \end{aligned} \quad (5)$$

Зона 2

Геометрию зоны 2 будем описывать в цилиндрической системе координат r, θ, z (рис. 1). Границы зоны в данной системе определяются выражениями

$$r_1 - t \leq r \leq r_1; 0 \leq \theta \leq 2\pi; 0 \leq z \leq h.$$

Условие несжимаемости имеет вид

$$\dot{\varepsilon}_r + \dot{\varepsilon}_\theta + \dot{\varepsilon}_z = 0, \quad (6)$$

а компоненты $\dot{\varepsilon}_r, \dot{\varepsilon}_\theta, \dot{\varepsilon}_z$ тензора скоростей деформаций определяются по формулам

$$\dot{\varepsilon}_r = \frac{\partial V_r}{\partial r}; \quad \dot{\varepsilon}_\theta = \frac{V_r}{r}; \quad \dot{\varepsilon}_z = \frac{\partial V_z}{\partial z}. \quad (7)$$

В (7), так же как и в (2), принято $V_\theta = 0$.

Кинематические краевые условия для зоны 2 имеют вид

$$\begin{aligned} V_r|_{r=r_1} &= 0; \quad V_z|_{z=0} = V_\varphi|_{\varphi=\frac{\beta}{2}}; \\ V_r^{(2)}|_{z=0} &= V_r^{(1)}|_{\varphi=\frac{\beta}{2}}. \end{aligned} \quad (8)$$

Принимаем, что в зоне 2 радиальная компонента скорости V_r определяется по формуле (4). При этом два условия из (8) будут выполнены. Подставляя (4) и (7) в (6), определяем осевую компоненту скорости V_z :

$$\frac{\partial V_z}{\partial z} = 2,$$

откуда

$$V_z = 2z + f_2(r, \theta). \quad (9)$$

Постоянную интегрирования $f_2(r, \theta)$ в (9) найдём из третьего краевого условия (8):

$$\begin{aligned} V_z|_{z=0} = f_2(r, \theta) &= V_\varphi|_{\varphi=\frac{\beta}{2}} = \\ &= \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \frac{\beta}{2} \Rightarrow \\ \Rightarrow f_2(r, \theta) &= \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \frac{\beta}{2}. \end{aligned}$$

Тогда

$$V_z = 2z + \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \frac{\beta}{2}.$$

Окончательно для зоны 2 поле скоростей имеет вид:

$$V_r = \frac{r_1^2}{r} - r; \quad V_\theta = 0;$$

$$V_z = 2z + \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \frac{\beta}{2}. \quad (10)$$

Зона 3

Зона 3 представляет собой часть полушферы радиусом r_1 , центр которой расположен на оси в крайнем сечении цилиндрического участка 2. Для описания геометрии данной зоны используем сферическую систему координат r, θ, φ (рис. 2).

При определении границ зоны 3 принимаем, что эта зона сопрягается с зоной 4 по поверхности конуса с длиной образующей r_1 , вершина которого совпадает с центром сферы, а основание образует с торцевой поверхностью зоны 2 угол α (рис.3).

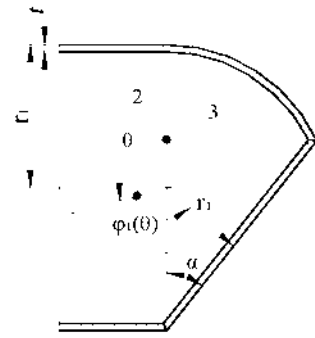


Рис. 3. Определение границ зоны 3

Для определения границ зоны 3 найдём угол $\varphi_1(\theta)$, показанный на рис. 4.

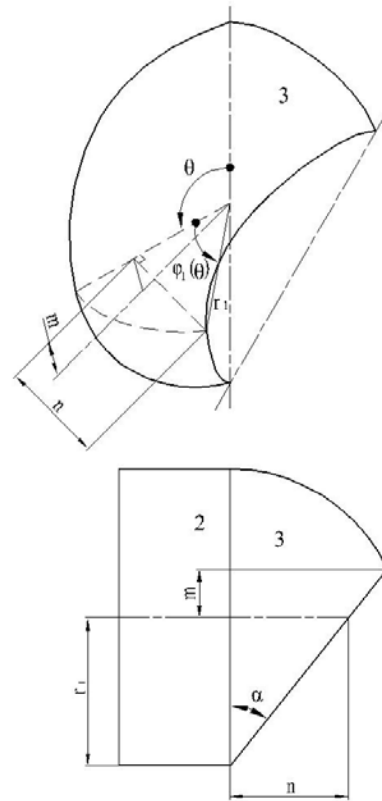


Рис. 4. Нахождение угла $\varphi_1(\theta)$

Из рис. 4 находим

$$\begin{aligned} n &= r_1 \sin \varphi_1; \quad m = r_1 \cos \varphi_1 \cos \theta; \\ n &= (r_1 + m) \operatorname{tg} \alpha. \end{aligned}$$

Тогда будем иметь:

$$\sin \varphi_1 = [1 + \cos \varphi_1 \cos \theta] \operatorname{tg} \alpha. \quad (11)$$

Значения $\varphi_1(\theta)$ при $\beta = 30^\circ$, $D = 80 \text{ мм}$; 100 мм ; 120 мм , $R = D$, $\alpha = 22^\circ$, удовлетворяющие (11), представлены в табл. 1.

Таблица 1 - Значения $\varphi_1(\theta)$ при $\beta = 30^\circ$ $\alpha = 22^\circ$

θ , рад	0	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{2\pi}{3}$	$\frac{5\pi}{6}$	π
φ_1 , рад	0,76 8	0,72 8	0,60 7	0,41 6	0,20 8	0,05 5	0

В результате аппроксимации данных табл. 1 получено, что соотношение (11) будет приближенно выполняться при $\varphi_1(\theta) = 8,96 \cdot 10^{-3} \theta^4 - 0,167 \theta^2 + 0,772$.

Значения $\varphi_1(\theta)$ при $\beta = 45^\circ$, $D = 80 \text{ мм}$; 100 мм ; 120 мм , $R = D$, $\alpha = 33^\circ$, удовлетворяющие (11), представлены в табл. 2.

 Таблица 2 - Значения $\varphi_1(\theta)$ при $\beta = 45^\circ$ и $\alpha = 33^\circ$

θ , рад	0	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{2\pi}{3}$	$\frac{5\pi}{6}$	π
φ_1 , рад	1,15 2	1,11 4	0,98 0	0,70 7	0,352	0,09 0	0

Тогда (11) будет приближенно выполняться при $\varphi_1(\theta) = 0,012 \theta^4 - 0,236 \theta^2 + 1,186$.

Таким образом, границы зоны 3 определяются неравенствами $r_1 - t_1 \leq r \leq r_1$; $0 \leq \theta \leq 2\pi$; $0 \leq \varphi \leq \varphi_1(\theta)$.

Так же, как и в зонах 1 и 2, принимаем $V_\theta = 0$.

Условие несжимаемости в сферической системе координат имеет вид

$$\dot{\varepsilon}_r + \dot{\varepsilon}_\theta + \dot{\varepsilon}_\varphi = 0, \quad (13)$$

где компоненты $\dot{\varepsilon}_r$, $\dot{\varepsilon}_\theta$, $\dot{\varepsilon}_\varphi$ тензора скоростей деформаций определяются по формулам

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon}_r &= \frac{\partial V_r}{\partial r}; \quad \dot{\varepsilon}_\theta = \frac{1}{r}(V_r - V_\varphi \operatorname{tg} \varphi); \\ \dot{\varepsilon}_\varphi &= \frac{1}{r} \left(\frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + V_r \right). \end{aligned} \quad (14)$$

Кинематические краевые условия определяются соотношениями

$$\begin{aligned} V_r|_{r=r_1} &= 0; \quad V_\varphi|_{\varphi=0} = V_z|_{z=h}; \\ V_r^{(3)}|_{\varphi=0} &= V_r^{(2)}|_{z=h}. \end{aligned} \quad (15)$$

Как и для зон 1 и 2, принимаем, что радиальная компонента вектора скорости V_r определяется по формуле (4). При этом будут выполняться два условия (15). Подставляя (4) и (14) в (13), находим

$$\frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} \cos \varphi - V_\varphi \sin \varphi + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \varphi = 0,$$

следовательно,

$$V_\varphi = \left(3r - \frac{r_1^2}{r} \right) \operatorname{tg} \varphi + \frac{f_3(r, \theta)}{\cos \varphi}. \quad (16)$$

Постоянную интегрирования $f_3(r, \theta)$ в (16) находим из условий (15):

$$f_3(r, \theta) = 2h + \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \frac{\beta}{2}.$$

Тогда

$$\begin{aligned} V_\varphi &= \left(3r - \frac{r_1^2}{r} \right) \operatorname{tg} \varphi + \\ &+ \frac{1}{\cos \varphi} \left\{ 2h + \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \frac{\beta}{2} \right\}. \end{aligned}$$

В итоге поле скоростей для зоны 3 имеет вид

$$\begin{aligned} V_r &= \frac{r_1^2}{r} - r; \quad V_\theta = 0; \\ V_\varphi &= \left(3r - \frac{r_1^2}{r} \right) \operatorname{tg} \varphi + \frac{1}{\cos \varphi} \times \\ &\times \left\{ 2h + \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \frac{\beta}{2} \right\}. \end{aligned} \quad (17)$$

Таким образом, согласно полученным зависимостям (5), (10) и (17), кинематика пластического течения при гибке раздачей на конечной стадии формообразования описывается следующими соотношениями:

$$\text{зоны 1, 2, 3} \quad V_r = \frac{r_1^2}{r} - r; \quad V_\theta = 0;$$

$$\text{зона 1} \quad V_\varphi = \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \varphi;$$

зона 2

$$V_z = 2z + \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \frac{\beta}{2};$$

зона 3

$$V_{\varphi} = \left(3r - \frac{r_1^2}{r} \right) \operatorname{tg} \varphi + \frac{1}{\cos \varphi} \left\{ 2h + \left[2R + \left(\frac{r_1^2}{r} - 3r \right) \cos \theta \right] \frac{\beta}{2} \right\}.$$

Полученные результаты позволяют подобрать наиболее оптимальные параметры при составлении технологических процессов гибки патрубков раздачей.

Библиографический список

1. Руководящий технический материал РТМ 1.4.1638-86. Конструктивно-технологическая отработка трубопроводных коммуникаций, изготовление и контроль труб и патрубков. – НИАТ, 1988. – 576с.

References

1. RTM 1.4.1638-86. Is constructive-technological working off of pipeline communications, manufacturing and the control of pipes and branch pipes. – NIAT, 1988. – 576p.

THE MODELING OF KINEMATICS OF PLASTIC CURRENT AT BENDING PROCESS OF BRANCH PIPES DISTRIBUTION

©2009 O. Y. Davidov¹, V. G. Egorov², A. I. Kochegarov²

¹Voronezh State Technology Academy

²The Scientific research Institute of the Automated Means of Production and Control (Voronezh)

Results of modeling cinematically the possible field of speeds describing process of plastic deformation of trumpet preparation at bending process of pipers by distribution in stamps are submitted.

Modeling, field of speeds, plastic deformation, trumpets, bending process by distribution, stamps

Информация об авторах

Давыдов Олег Юрьевич, кандидат технических наук, доцент Воронежской государственной технологической академии. Тел. (4732) 55-47-20. Область научных интересов: обработка металлов давлением.

Егоров Владислав Геннадьевич, доктор технических наук, профессор, генеральный директор Научно-исследовательского института автоматизированных средств производства и контроля. Тел. (4732) 75-30-52. E-mail: akvapaskal@intercon.ru. Область научных интересов: технология самолётостроения.

Кочегаров Александр Иванович, заведующий сектором Научно-исследовательского института автоматизированных средств производства и контроля. Тел. (4732) 75-30-52. E-mail: akvapaskal@intercon.ru. Область научных интересов: технология самолётостроения.

Davidov Oleg Yurievich, the candidate of Technical Sciences, the lecturer of Voronezh State Technology Academy. Phone (4732) 55-47-20. Area of research: processing metals with a pressure.

Egorov Vladislav Gennadievich, the doctor of Technical Sciences, professor, general director of the Scientific research Institute of the Automated Means of Production and Control. Phone (4732) 75-30-52. E-mail: akvapaskal@intercon.ru. Area of research: aircraft technology.

Kochegarov Alexander Ivanovich, the manager of department of the Scientific research Institute of the Automated Means of Production and Control, Voronezh. Phone (4732) 75-30-52. E-mail: akvapaskal@intercon.ru. Area of Research: aircraft technology.

РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВНЫХ РДМТ НА ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫХ ТОПЛИВНЫХ КОМПОЗИЦИЯХ

© 2009 Р. Х. Кутуев, И. Н. Лебедев, В. Л. Салич

Научно-исследовательский институт машиностроения, г. Нижняя Салда

В статье представлены результаты проведенных в НИИМаш научно-исследовательских работ по созданию ракетных двигателей малой тяги (РДМТ) на перспективных экологически чистых топливных композициях, таких как кислород + керосин, кислород + этиловый спирт, кислород + водород, кислород + метан (природный газ). Обсуждаются конструкции модельных РДМТ, результаты их испытаний, пути дальнейшего совершенствования. Приводятся результаты работ по проектированию высокоэффективной камеры РДМТ на компонентах кислород + водород, кислород + метан при помощи численного моделирования внутрикамерных процессов.

Ракетный двигатель малой тяги (РДМТ), система воспламенения, камера сгорания, экологически чистые компоненты топлива, численное моделирование

Одним из радикальных направлений совершенствования ракетно-космической техники является внедрение многоразовых средств выведения. Многоразовость позволит существенно снизить стоимость выведения полезных нагрузок в космос, расширит возможности осуществления транспортных операций и повысит их надежность, а также значительно снизит экологическую безопасность запусков, включая сокращение или даже полную ликвидацию зон отчуждения по трассам пусков. Использование многоразовых космических летательных аппаратов предъявляет требования к экологической безопасности топлив, поскольку становятся необходимыми межполетные обслуживания. В НИИМаш, начиная с 1970-х гг. ведутся работы по обеспечению создания перспективных ракетных двигателей малых тяг (РДМТ) на экологически чистых топливных композициях (кислород + жидкие углеводородные горючие, кислород + этиловый спирт, кислород + водород, кислород + метан). Для достижения высоких динамических характеристик криогенные компоненты топлива (кислород, водород, метан) подаются в двигатель в газифицированном виде.

В настоящее время в НИИМаш созданы различные конструкции РДМТ на экологически чистых топливах тягой от 0,3 до 2600 Н.

РДМТ на компонентах топлива газобразный кислород + жидкие углеводородные горючие. РДМТ 17Д16 был разработан для системы ориентации орбитально-

го корабля «Буран» [1]. Компонентами топлива являлись продукты газогенерации кислорода и синтетического углеводородного горючего при массовом соотношении 100:1 и синтетическое углеводородное горючее. Двигатель включает камеру, электроклапаны горючего и окислителя нормально закрытого типа, стабилизатор расхода окислителя, поддерживающий требуемый расход окислителя в диапазоне входных давлений 2...6 МПа, сигнализатор давления СДТ-7М, агрегат электроискрового зажигания КН-11Б, систему терморегулирования, фланец крепления к объекту. Окислитель подается в камеру сгорания через 12 радиальных струйных форсунок камеры воспламенения и через 2 пояса завесы. Первый пояс завесы образуется через 12 радиальных отверстий, направленных на огневое днище головки (завеса днища). Второй пояс завесы образуется через 12 тангенциальных отверстий, расположенных на входе в дозвуковую часть сопла. Сверхзвуковая часть сопла охлаждается окислителем (9...10%), поступающим через 12 тангенциальных отверстий. Горючее впрыскивается в 3 из 12 струйных форсунок окислителя камеры воспламенения. На наружную поверхность соплового насадка и фланца нанесен газоплазменным напылением слой меди переменной толщины (от 1,5 до 3 мм).

Система терморегулирования предназначена для поддержания допустимых температур конструкции клапанов и посадочного места фланца.

Результатами ресурсных испытаний, проведенных на этапе ЗДИ, установлено, что двигатель работоспособен в пределах 5100 включений и 920 с огневого времени работы. Параметры двигателя окончательного варианта конструкции при номинальных условиях составили: тяга 196 Н, удельный импульс 257 с, соотношение компонентов $K_m=4,1$.

Максимальные температуры стенки в районе среза сопла при испытаниях двигателя при входных давлениях топлива 20 кгс/см² не превышали 800°C на непрерывных режимах и 650°C на импульсных.

РДМТ 100Э197 с пьезоэлектрической системой воспламенения (ПЭСВ) является экспериментальным аналогом двигателя 17Д16. Он был разработан с целью проведения исследований возможности создания двигателя тягой 200 Н на компонентах кислород + керосин с нетрадиционными системами воспламенения.

Работа ПЭСВ осуществляется следующим образом (рис. 1). Кислород, поступающий на вход ПЭСВ, проходит через канал в настроечном жиклере 5, за счет чего в полости Б повышается давление, под действием которого поршень-ударник 2, преодолевая усилие пружины 3, приходит в движение. Через некоторое время с момента начала движения открываются сбросные каналы 6 и давление в полости Б падает. Поршень за счет инерции продолжает двигаться и ударяет по электроду 1б. После удара под действием пружины и сил упругости поршень возвращается в исходное положение, перекрывает каналы 6, и цикл повторяется.

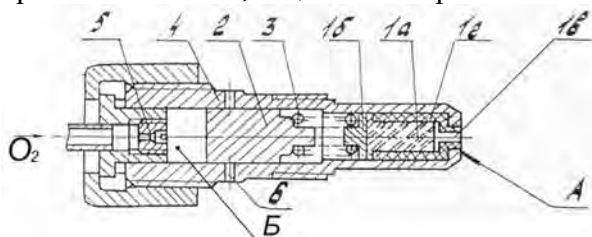


Рис. 1. Конструкция ПЭСВ

При ударе в пьезоэлементе возникает напряжение ($\geq 3 \cdot 10^3$ В), за счет которого на торце А между электродом 1в и корпусом 4 происходит разряд. Испытания, проведенные в ГИПХ, показали, что ПЭСВ по энергетическим параметрам обеспечивает на-

дежное воспламенение в составе рассматриваемого двигателя. Задержка воспламенения не превышает $\tau_{\text{зад}} \approx 25$ мс. Однако в схеме смесеобразования в зоне воспламенения с продувкой кислородом происходит выгорание центрального электрода ПЭСВ. В области воспламенения происходит коксование, приводящее к нарушению формы разряда и, как следствие - к отказу в воспламенении. Кроме того, после остывания двигателя кокс был обнаружен во всех полостях ПЭСВ. Проблема коксования не позволила провести полнообъемные испытания двигателя 100Э197. Максимальный отработанный ресурс изделия составил 120 включений. После остывания изделие работало нестабильно, причиной отказов явилось коксование. Из недостатков работы самой ПЭСВ необходимо отметить следующие: расклепывание удароприемника и бойка у штока, что привело к изменению величины хода последнего и в итоге к отказу в работе; расклепывание изоляторов из капролона, ударное разрушение пьезоэлемента и выгорание центрального электрода.

Таким образом, дальнейшее исследование РДМТ с ПЭСВ необходимо вести в направлениях поиска новых материалов, позволяющих повысить ресурс работы, а также создания конструкции разрядной зоны, позволяющих исключить коксование. Необходимо провести исследования РДМТ с ПЭСВ на экологически чистых компонентах метан+кислород, этиловый спирт+кислород, обладающих меньшим эффектом коксования.

РДМТ на компонентах топлива кислород + этиловый спирт. Камеры РДМТ тягой 100Н, 2500Н и 2600Н на компонентах топлива газообразный кислород + этиловый спирт выполнены с различными схемами смесеобразования. Общим является электроискровая система воспламенения (ЭСВ), камера воспламенения и внутреннее охлаждение горючим. Испытания подтвердили работоспособность камер и дали возможность выявить дальнейшие пути совершенствования.

На рис. 2 показан смесительный элемент двигателя 100Э608 тягой 2500 Н, разработанного по заданию КБ им. А.Н. Туполева. Система смесеобразования представ-

ляет собой комбинацию из 24 струйных газовых форсунок, расположенных по кольцу относительно центра, и 24 тангенциальных отверстий, выходящих в камеру закручивания. В двигателе предусмотрено внутреннее пленочное охлаждение 16-ю закрученными струями при расходе в 8% от расхода горючего. Взаимодействие потоков окислителя и горючего в сопловой части смесителя дает газожидкостный факел распыла, причем соответствующая организация процесса смешения обеспечивает избыток горючего в пристеночной зоне, и, тем самым, более благоприятный тепловой режим камеры сгорания.

Воспламенение основного расхода в камере сгорания производится посредством ЭСВ, встроенной в смесительную головку и состоящей из агрегата зажигания КН-11Б с доработанной свечой СПН-4-3 (удлинен центральный электрод) и системы смесеобразования с элементами подачи топлива.

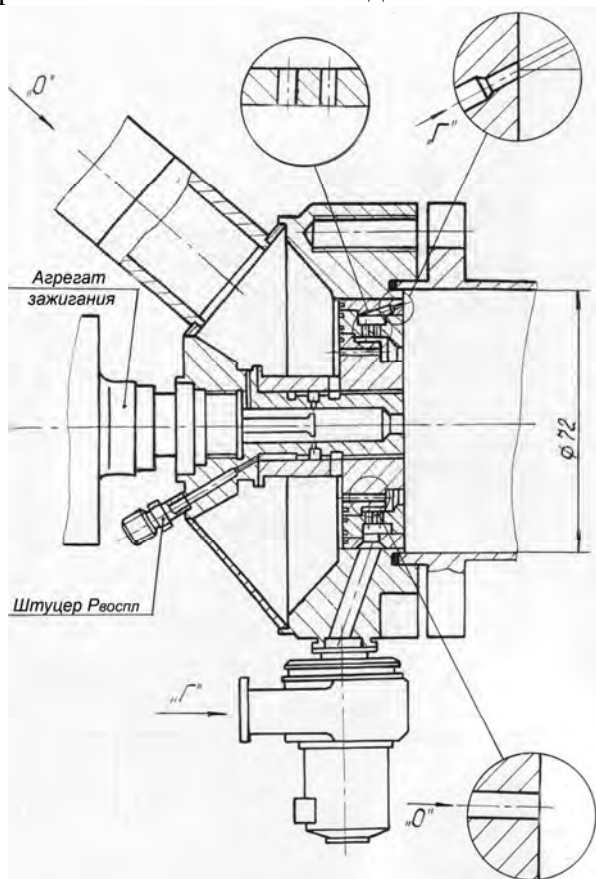


Рис. 2. Схема смесеобразования РДМТ 100Э608

Кроме того, определенная часть окислителя идет на охлаждение электрода, а затем участвует в горении в камере воспламенения. Среднее расчетное соотношение

компонентов в камере воспламенения составляет $K_m = 0,9...1,1$. Двигатель прошел 3 огневых испытания, продемонстрировав около 200 включений в непрерывных и импульсных режимах с суммарным временем наработки ~ 130 с. Получены величины расходного комплекса $\beta = 150...160$ с. В процессе испытаний выявлены пути повышения экономичности двигателя.

Система смесеобразования двигателя 100Э613 тягой 2600 Н включает двенадцать двухкомпонентных коаксиальных газожидкостных форсунок, размещенных по кольцу относительно центра. В двигателе предусмотрено внутреннее завесное охлаждение спиртом с помощью 16 струйных форсунок, подаваемым тангенциально на стенку камеры сгорания (к.с.) при расходе в завесу не менее 8% от общего расхода горючего.

Основной расход в камере сгорания воспламеняется расположенным в центре форкамерным факельным воспламенителем. В воспламенителе в качестве источника искрообразования использовался агрегат зажигания КН-11Б с доработанной свечой (удлинен центральный электрод). Система смесеобразования воспламенителя имеет 4 струйных эмульсионных газожидкостных форсунки, расположенные под углом 60° к оси камеры сгорания. Кроме того, электрод охлаждается кислородом через 4 струйные форсунки. Искровой пробой организуется в объеме камеры воспламенения между центральным электродом и внутренней стенкой. Величина расходного комплекса β на непрерывном режиме длительностью 5,2 с составила 148...150 с (коэффициент расходного комплекса $\phi_\beta = 0,93...0,95$) при массовом соотношении компонентов $K_m = 2,5$ ($\alpha = 1,2$). Судя по цветам побежалости на поверхности камеры сгорания, можно заключить, что фронт горения располагался достаточно близко к огневой поверхности форсуночной головки на расстоянии $\sim 20...25$ мм. Данный факт говорит о том, что длину к.с. можно существенно уменьшить, как минимум на 50...60 мм. Выбранную конструкцию коаксиальных форсуночных элементов можно считать весьма удачной, т.к. они обеспечивают хорошее смешение, характеризующееся величиной расходного комплекса. Тепловое состояние изделия неудовлетворитель-

ное, через 3,75с цилиндрическая часть камеры сгорания прогорела по образующей на расстоянии ~100...120 мм от огневого днища. Причиной тому, по всей вероятности, является недостаточное количество горючего на завесу.

Двигатель 100Э611 тягой 100 Н был также разработан по техническому заданию КБ им. А.Н. Туполева. Смесеобразование в нем происходит за счет входа струйных форсунок горючего в форсунки окислителя (рис. 3).

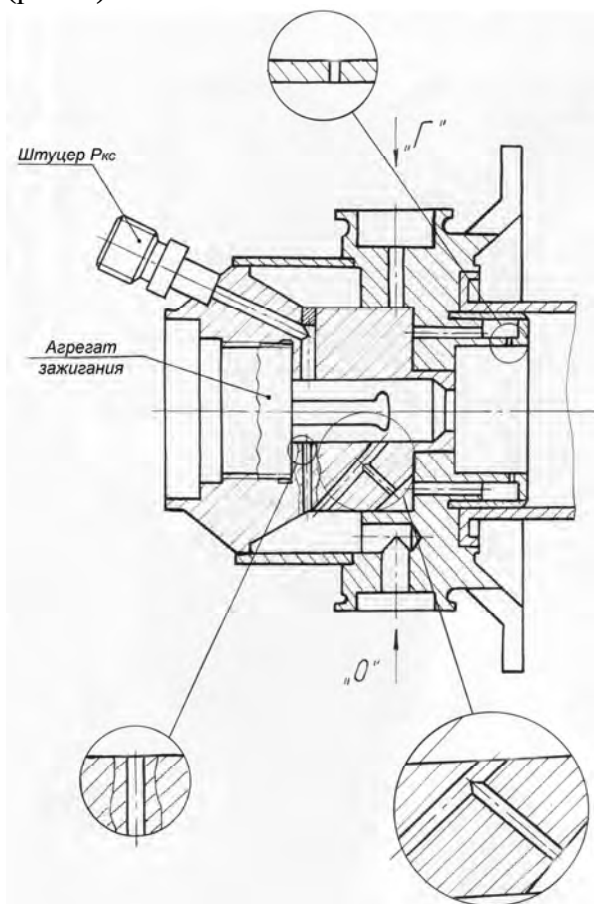


Рис. 3. РДМТ 100Э611

Здесь предусмотрено внутреннее завесное охлаждение шестью закрученными струями. Около 50% суммарного расхода кислорода подается на охлаждение электрода свечи агрегата зажигания через искровой промежуток, после чего этот кислород участвует в горении. Двигатель укомплектован камерой сгорания РДМТ 11Д446. Проведено 2 огневых испытания с суммарной длительностью ~56 с на непрерывных и импульсных режимах (в общей сложности 176 включений). Экономичность рабочего процесса в к.с. на непрерывном режиме работы соста-

вила $\beta=155...160$ с при $K_m=2,1...2,3$. Время выхода давления в к.с. на режим $\tau_{0,9}\approx 25$ мс на импульсных включениях. Тепловое состояние изделия оказалось неудовлетворительным. Камера сгорания прогорала на непрерывных режимах длительностью ≈ 3 с.

В процессе испытаний двигатель имел около 8 отказов, главным образом, на первом включении после длительного молчания. Это можно объяснить несовпадением зоны искрообразования с точкой впрыска топливной смеси. Необходимо продолжить работы в направлении замены электроискровой системы воспламенения на электроплазменную, показавшую более надежную работоспособность, и улучшения теплового состояния камеры сгорания путем замены материала на жаростойкий, например, из ниобиевого сплава Н65В2МЦ.

Испытания двигателей 100Э608, 100Э613, 100Э611 продемонстрировали возможность создания РДМТ на топливе кислород + этиловый спирт с высокими динамическими и энергетическими характеристиками и приемлемыми массогабаритными параметрами.

РДМТ на компонентах топлива кислород + водород. В созданных в НИИМаш конструкциях РДМТ на газообразных кислороде и водороде применены электроплазменная, газодинамическая и высокочастотная электроразрядная система воспламенения (ВЭСВ).

На рис. 4, 5 представлены конструкции РДМТ 100Э41 и 100Э40 тягой 100Н с электроплазменным воспламенением.

В форсуночной головке двигателя 100Э41 (рис. 4) использовались струйные соосные форсунки, расположенные по шахматной схеме. Охлаждение к.с. осуществлялось водородом. В двигателе 100Э40 (рис. 5) реализована тангенциальная подача водорода через четыре ряда струйных форсунок, находящихся на образующей цилиндрической части камеры сгорания (рис. 6). При такой подаче организуется двойное охлаждение стенок камеры - внешнее и внутреннее. Кислород поступал через соосные струйные форсунки на огневом днище головки. В электроплазменной СВ рабочим телом является водород.

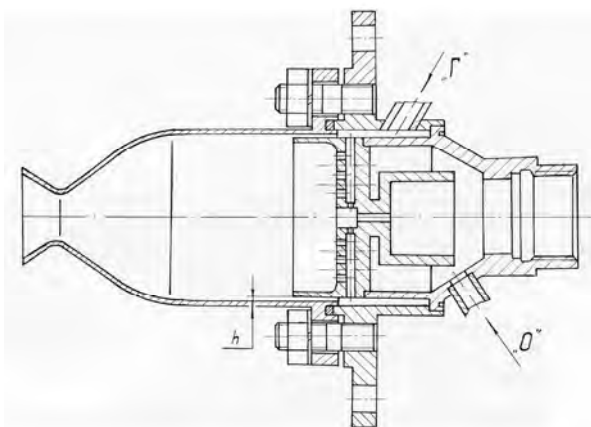


Рис. 4. РДМТ 100Э41

Экспериментальная отработка двигателя 100Э41 дала оптимальную ширину h кольцевой щели (рис. 5), когда при $\alpha=0,1...0,3$ достигалась стационарная температура конструкции с максимальным значением в критическом сечении в 950°C .

Анализ результатов испытаний двигателя 100Э40 показал, что несмотря на более высокие значения коэффициента избытка окислителя ($\alpha=0,3...0,4$), температура стенки к.с. выходит на стационарные значения $900...950^{\circ}\text{C}$.

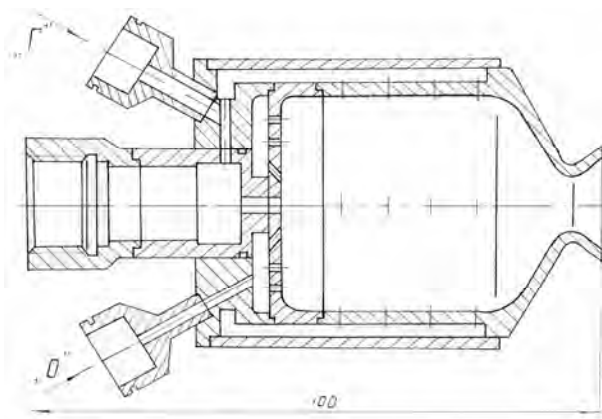


Рис. 5. РДМТ 100Э40

Комплекс β для РДМТ 100Э40 и 100Э41 равен $170...200$ с. Следует отметить, что полученные результаты имеют, в основном, качественный характер из-за весьма приближенного замера расходов компонентов и нестабильности поддержания давлений на входе в двигатель.

Таким образом, на первом этапе экспериментальных исследований огневые испытания двигателей подтвердили работоспособность электроплазменной системы воспламенения, правильность выбора схем смешения и охлаждения.

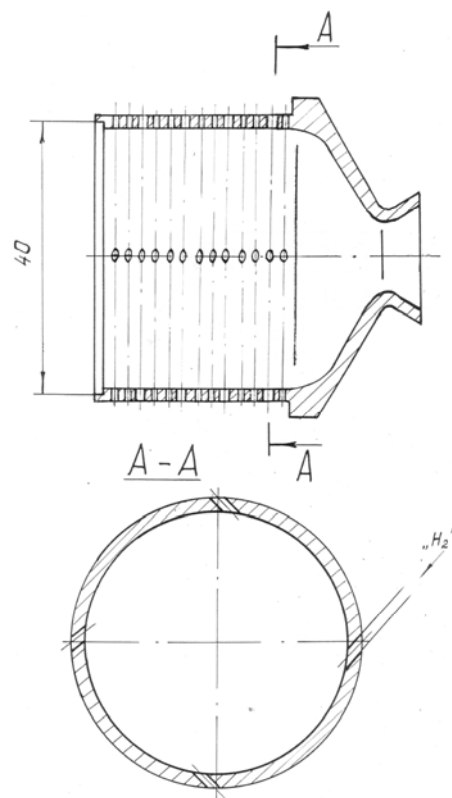


Рис. 6. Камера сгорания РДМТ 100Э40

Кислородно-водородные РДМТ с газодинамическими системами воспламенения (ГДСВ) созданы на основе стержневых газоструйных излучателей (ГСИ) и дисковых газоструйных излучателей (ДГСИ) [2]. На рис. 7 представлена конструкция РДМТ 100Э102 тягой 100 Н на кислородно-водородном топливе.

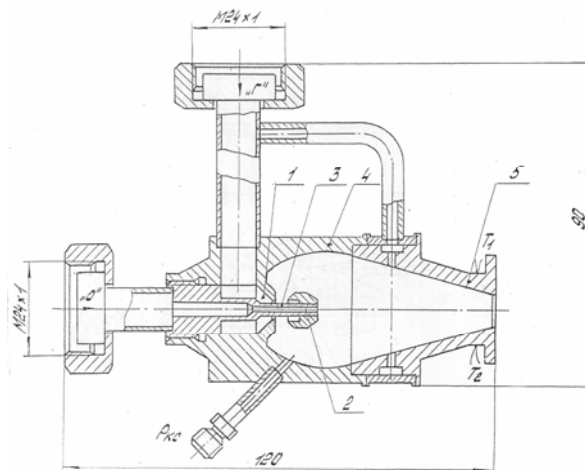


Рис. 7. РДМТ 100Э102

В двигателе применена ГДСВ с ГСИ. Водород подается через сопло ГСИ 1, а кислород - через канал 2 в стержне 3. К концентратору 4 приварено сопло 5 для имитации работы РДМТ. Двигатель 100Э102 испытывался с двумя вариантами concentra-

торов - эллиптическим и цилиндрическим. Огневые испытания подтвердили надежное воспламенение компонентов топлива во всем исследованном диапазоне входных давлений 0,5...3,0 МПа в случае, если при этом разность давлений по трактам горючего и окислителя не превышала 1,0 МПа.

Позднее созданы модификации РДМТ 100Э102 (100Э459 и 100Э560).

На рис. 8 представлена конструкция экспериментального РДМТ 100Э168М тягой 400 Н на газообразном кислородно-водородном топливе с ДГСИ. В двигателе водород поступает в коллектор 1, и далее по тракту охлаждения 2, каналам выравнивающей решетки 3 - к газоструйному излучателю и струйным форсункам 4. Кислород через канал 5 подается к форсункам 6 резонатора 7. По оси резонатора выполнена воспламенительная полость 8, к стенке которой приварена термопара для проверки величины газодинамического нагрева при настройке изделия. С целью охлаждения сопла 9 часть водорода из коллектора 1 по каналам 10 вдувается в его закритическую часть.

Из 24 проведенных включений длительностью $\tau_{\text{вкл}} = 0,1...0,3$ с отказов не было. Время выхода на режим не превышало 0,025с с учетом времени открытия ЭК.

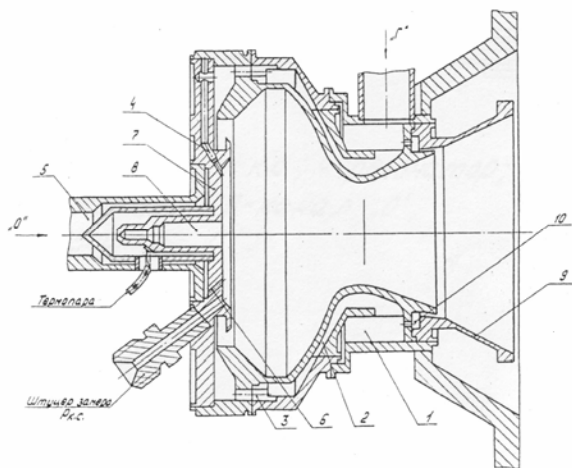


Рис. 8. РДМТ 100Э168М

Размеры к.с. были выбраны только из условия обеспечения надежного воспламенения. Наиболее теплонапряженным местом изделия 100Э168М является воспламенительная полость, стенки последней разрушились на 24-м включении.

С целью решения вопроса о возможности создания РДМТ в диапазоне тяг

1000...3000 Н с ГДСВ на базе ДГСИ, имеющего удовлетворительные динамические и энергетические параметры, была разработана камера 100Э441 тягой 1500 Н.

Огневые испытания двигателя 100Э441 доказали его работоспособность в широком диапазоне расходов компонентов топлива, что подтверждает возможность создания РДМТ на основе газодинамических систем воспламенения с уровнями тяг 1000...3000 Н.

Таким образом, испытания трех вариантов РДМТ с ГСИ тягой 100Н и двух РДМТ с ДГСИ тягами 400Н и 1500Н показали надежное воспламенение газообразного кислородно-водородного топлива. Необходимо продолжить исследования по изучению влияния параметров систем смесеобразования и охлаждения на процессы стабильного горения в камере и на тепловое состояние конструкции.

В кислородно-водородном РДМТ 100Э457 тягой 0,3Н с ВЭСВ, в результате огневых испытаний подтвердившем свою работоспособность, применены тангенциальные форсунки с докритическим перепадом давления (рис. 9).

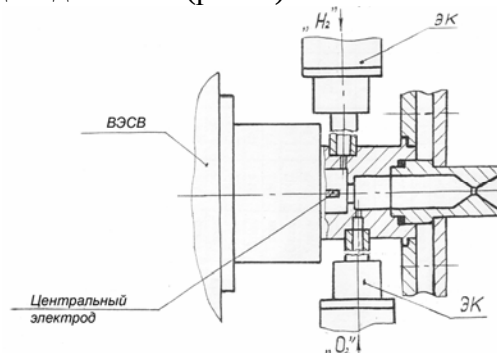


Рис. 9. РДМТ 100Э457

Современные методы проектирования РДМТ. В современных условиях жесткой конкуренции на мировом рынке космических услуг наряду с повышенными требованиями к техническим параметрам предъявляются особые требования к минимизации сроков и затрат на создание ракетно-космической техники. Поэтому большое внимание в НИИМаш уделяется постановке и решению задач совершенствования теоретической и методической базы, позволяющей на ранних стадиях проектирования РДМТ находить конструкторские решения, обеспечивающие получение с достаточной степенью достоверности высоких энергетических параметров.

ческих характеристик двигателей при помощи расчетно-теоретических исследований. В таком случае можно исключить либо частично сократить длительный и дорогостоящий этап экспериментальной отработки. Так, при разработке РДМТ тягой 200Н на компонентах топлива кислород + водород, кислород + метан с ЭСВ удалось полностью заменить экспериментальную отработку системы смесеобразования численными экспериментами.

Для расчетно-теоретических исследований процессов в камере разработана новая математическая модель, описывающая трехмерное течение многокомпонентной гомогенной газовой смеси с учетом процессов смесеобразования и химических превращений. Дифференциальные уравнения и замыкающие зависимости применительно к данной модели подробно представлены в предыдущих публикациях, например, в работе [3]. Модель была реализована в коммерческом пакете ANSYS CFX-10. Расчетно-теоретические исследования камер РДМТ с различными схемами смесеобразования проводились на вычислительном кластере Infinity Южно-Уральского государственного университета (г. Челябинск). В результате расчетов получены трехмерные распределения параметров по объему камеры. Обработкой результатов расчета определялся коэффициент расходного комплекса φ_β . На рис. 10 представлены расчетные и экспериментальные значения φ_β при различных коэффициентах избытка окислителя α для двигателя МРД 100 на компонентах кислород + метан тягой 100Н.

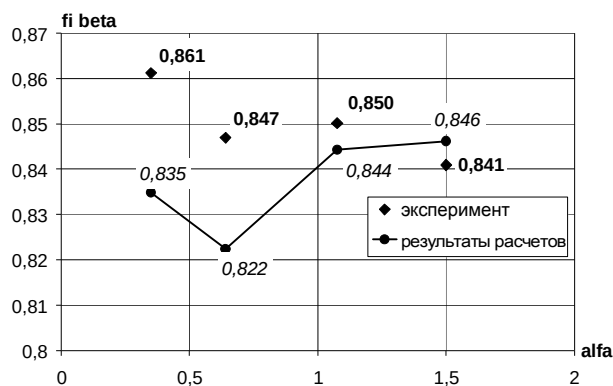


Рис. 10. Значения коэффициентов расходного комплекса камеры МРД 100, полученные по результатам расчета и экспериментальным путем. Суммарный расход - 0,044 кг/с

Удовлетворительное согласование результатов расчета с экспериментальными данными позволило принять предложенную математическую модель для поиска схемы смесеобразования, обеспечивающей высокую полноту сгорания топлива. С помощью численных экспериментов разработана новая схема КМ-2, обеспечивающая высокие энергетические характеристики как на компонентах топлива кислород-метан, так и на компонентах кислород-водород. Схема КМ-2 реализована в конструкции модельной камеры, описание которой приведено в работе [3]. Огневые испытания модельной камеры на компонентах топлива кислород + водород (было проведено 2 пуска при $\alpha = 1,75$ и суммарном расходе 0,06 кг/с) подтвердили предельно достижимую для малоразмерных камер РДМТ полноту сгорания топлива (рис. 11).

Таким образом, традиционный дорогостоящий и длительный этап сравнительных испытаний был полностью заменен численным экспериментом, позволившим создать эффективную камеру РДМТ. Последнее обстоятельство позволяет рекомендовать предложенную методику проектирования для разработки новых РДМТ.

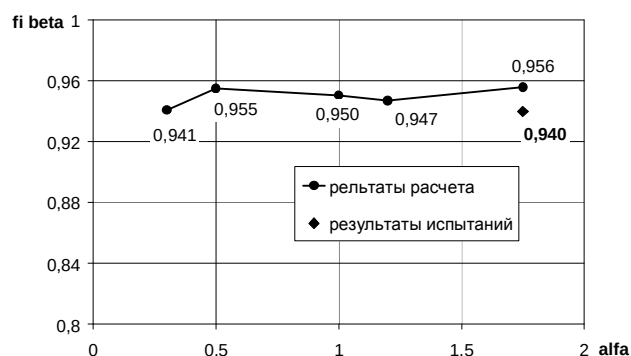


Рис. 11. Расчетные и экспериментальные значения коэффициентов расходного комплекса камеры со схемой КМ-2. Компоненты топлива кислород – водород. Суммарный расход 0,06 кг/с

Таким образом, в НИИМаш создан значительный задел в направлении разработки РДМТ на перспективных компонентах топлива.

Библиографический список

1. Казанкин, Ф.А. Современный технический уровень и перспективы развития РДМТ / Ф.А. Казанкин [и др.] // Ракетно-

космическая техника: Науч.-техн. сб. Серия 14. – Миасс, 2003.

2. Лебедев, И.Н. Стержневые газоструйные излучатели для интенсификации смесеобразования, нагрева и самовоспламенения топлив / И.Н. Лебедев // Ракетно-космические двигательные установки: Материалы всероссийс. науч.-техн. Конф. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008, - С.19.

3. Салич, В.Л. Результаты работ по созданию высокоэффективного ракетного двигателя малой тяги с компонентами топлива кислород-метан, кислород-водород / В.Л. Салич // Тр. VIII всероссийс. науч.-техн. конф. «Авиакосмические технологии АКТ-2007». - Воронеж: ВГТУ, 2007. - С. 233 – 239.

References

1. Kazankin, F.A. Modern a technological level and prospects of development RELP / F.A. Kazankin [etc.] // The Space-rocket technics: Science.-tehn. collection. № 14. – Miass, 2003.

2. Lebedev, I.N. Rod Gas - stream radiators for an intensification Mixing, heating and Spontaneous ignition of fuel / I.N. Lebedev // Space-rocket impellent installations: Materials of Scienc-tehn. conf. – M: MGTU named Bauman, 2008. - P.19.

3. Salich, V.L. Results of works on creation of the highly effective rocket engine of small draught with components of fuel oxygen-methane, oxygen-hydrogen / V.L. Salich // Works of VIII All-Russia scientifically - technical conference «Aerospace technologies АКТ-2007». - Voronezh: VSTU, 2007. - P. 233 – 239.

DEVELOPMENT OF ADVANCED LOW THRUST ROCKET ENGINES WITH ECOLOGICALLY FRIENDLY PROPELLANTS

© 2009 R. H. Kutuev, I. N. Lebedev, V. L. Salich

FSUE R&D Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda

The results of development of the low thrust rocket engines with fuel compositions oxygen/kerosene, oxygen/ethanol, oxygen/hydrogen, oxygen/methane are presented.

Low thrust rocket engine, ignition system, combustion chamber, ecologically pure fuel compositions, computational modeling

Информация об авторах

Кутуев Рашид Хурматович, начальник сектора НИИМаш, г. Нижняя Салда. Тел. (34345) 36-433. E-mail: niimash@list.ru. Область научных интересов: расчётно-теоретические и экспериментальные исследования рабочих процессов в жидкостных ракетных двигателях малой тяги.

Лебедев Игорь Николаевич, кандидат технических наук, начальник отдела перспективных разработок НИИМаш, г. Нижняя Салда. Тел. (34345) 36-246. E-mail: niimash@list.ru. Область научных интересов: исследование процессов ударно-волнового нагрева, воспламенения, интенсификации смесеобразования и горения в газо-жидкостных средах.

Салич Василий Леонидович, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник отдела перспективных разработок НИИМаш, г. Нижняя Салда. Тел. (34345) 36-246. E-mail: salich_vas@mail.ru, niimash@list.ru. Область научных интересов: исследование тепловых физических процессов в ракетных двигателях и энергетических установках, математическое моделирование внутрикамерных процессов.

Kutuev Rashit Hurmatovich, sector chief of Scientific-and-designing department of R&D Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda. Phone: (34345) 36-433. E-mail: niimash@list.ru. Area of research: design-theoretical and experimental investigation of operating processes in liquid thrusters.

Lebedev Igor Nikolaevich, candidate of technical Science, Head of research division for advanced developments of R&D Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda. Phone: (34345) 36-246. E-mail: niimash@list.ru. Area of research: shock wave heating, ignition, enhancement of mixing and combustion in gaseous and liquid-gas media.

Salich Vasily Leonidovich, candidate of technical Science, leading research engineer, Head of research division for advanced developments of R&D Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda. Phone: (34345) 36-246. E-mail: salich_vas@mail.ru, niimash@list.ru. Area of research: thermodynamic processes in rocket engines and powerplants, mathematical simulations of combustion chamber processes.

УДК 612.73

СТРУКТУРА И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЛОПАТКИ 1 СТУПЕНИ РОТОРА ТУРБИНЫ ГТЭ-45-3 ПОСЛЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ НАРАБОТКИ И РЕГЕНЕРАЦИИ

© 2009 Ю. П. Тарасенко, В. А. Сорокин, О. Б. Бердник

Нижегородский филиал Учреждения Российской Академии Наук
Института машиноведения имени А.А. Благоднарова,
Научно-Производственный Центр «Трибоника», г. Нижний Новгород

Приводятся результаты исследования микроструктуры и физико-механических свойств образцов материалов лопаток первой ступени ротора турбины ГТЭ-45-3 после длительной наработки и после их регенеративной термообработки различными способами с целью определения технического условия и ремонтнопригодности материала.

Микроструктура, рабочие лопатки, механические свойства, регенеративная термообработка

Рабочие лопатки первой ступени ротора турбины агрегата ГТЭ-45-3 работают в жестких условиях совместного воздействия на них высоких температур и напряжений силовых, температурных, структурных. При длительной эксплуатации в лопатках происходят необратимые физико-химические и структурные изменения, которые влияют на их работоспособность и являются результатом протекания процессов ползучести, коррозионной и температурной усталости материала и эрозионного воздействия на него окружающей среды. По своему характеру эти изменения отличаются большим разнообразием повреждаемости качественного состояния материала лопаток, в частности, повышением плотности вакансий и дислокаций, появлением линий скольжения и двойников, выделением избыточных σ -, μ -, Лавес – фаз, а также карбидов типа Me_6C , выделением и коагуляцией интерметаллидной γ' – фазы, появлением трещин, сколов и следов коррозионного разрушения.

По уровню легирования и связанной с ним температурой растворимости γ' – фазы сплав ЭП800 относится к группе 3 со средним и выше среднего количеством γ' – фазы (более 30%) и температурой ее полного растворения $T_{п.р.} = (1100 - 1150)^\circ C$ [1, 2].

В качестве объекта исследования использовали рабочую лопатку первой ступени ротора турбины агрегата ГТЭ-45-3, имеющей наработку 56950 часов. Лопатка изготовлена методом горячей молотовой штамповки из жаропрочного никелевого сплава ХН65КМВЮБ-ВД (ЭП800-ВД),

имеющего следующий нормативный химический состав: $C \leq 0,05 \%$; $S \leq 0,4 \%$; $Mn \leq 0,5 \%$; $Cr = (12,5 - 13,5) \%$; $Co = (8,5 - 10,5) \%$; $Mo = (5,0 - 6,0) \%$; $W = (4,0 - 6,0) \%$; $Al = (4,2 - 4,9) \%$; $Nb = (1,5 - 2,0) \%$; $Fe \leq 3 \%$; Ni – остальное.

Экспериментальную лопатку разрезали на заготовки согласно схеме, приведенной на рис. 1. Вырезанные фрагменты маркировали цифрами в соответствии с обозначением зон вырезки на схеме.

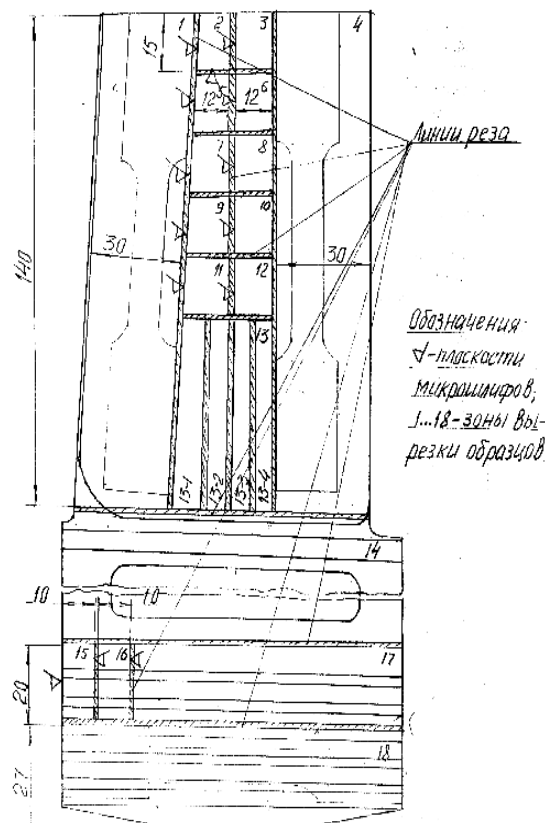


Рис. 1. Схема разрезки лопатки 1 ступени ротора турбины ГТЭ-45-3

Для регенерации постэксплуатационного состояния материала опытной лопатки вырезанные из нее заготовки подвергли закалке по двум режимам: 3, 4, 5...8, 13-2, 13-3 – нагрев до температуры $(1160 \pm 10)^\circ\text{C}$, выдержка 3 ч, охлаждение до 950°C в течение 1 ч, далее на воздухе; 9...12, 13-4, 18 – нагрев до $(1160 \pm 10)^\circ\text{C}$, выдержка 3 ч, охлаждение на воздухе.

Старение заготовок проводили при температуре 850°C в течение 4 ч с охлаждением на воздухе в условиях повторения режима для разных партий образцов: 4...12, 13-2, 13-3, 13-4, 18- однократное старение; 4,6...8, 10...12, 13-2, 13-3, 13-4, 18- двукратное старение; 4,7,8,11,12,13-3,13-4,18 – трехкратное старение; 4,8,12,13-3,13-4,18 – четырехкратное старение.

После проведения термической обработки из фрагментов лопатки 1, 4, 18, 13-1, 13-2, 13-3, 13-4 были изготовлены плоские нестандартные образцы для испытания на растяжение и длительную прочность с сечением рабочих частей, соответственно, 6×2 мм, 2×2 мм, а из фрагментов 2,3,5,6,7,8,9,10,11,12,15,16 – микрошлифы, по обозначенным на рис.1 плоскостям.

Механические испытания на растяжение образцов 1, 4, 18 проводили при комнатной температуре на разрывной машине У10Т в соответствии с ГОСТ 1497-84; испытания на длительную прочность на растяжение образцов 13-1, 13-2, 13-3, 13-4 проведены при температуре $(900 \pm 1)^\circ\text{C}$ и нагрузке $\sigma_p = 392$ МПа (40 кгс/мм²) на универсальной машине Tinius Olsen H25K-S.

Твердость материала лопатки в различных состояниях испытывали на микрошлифах по методу Бринелля на приборе ТШ-2М согласно ГОСТ 9012-59, микротвердость на приборе ПМТ-3 по ГОСТ 9450-76.

Микроскопический анализ материала опытной лопатки проводили на шлифах, отобранных из перовой и замковой частей и прошедших различные варианты термической обработки. Микроструктуру шлифов исследовали и фотографировали на оптическом микроскопе «Неофот-32» и растровом электронном микроскопе «VEGA/TESCAN» после их травления реактивами Марбле и «Царская водка».

Суммарное количество интерметаллидной γ' -фазы подсчитывали с помощью метода А.А.Глаголева [3].

Фазовый состав, субструктурное состояние материала лопатки исследовали на образцах 2, 7, 11 методом рентгеноструктурного анализа на дифрактометре «Дрон-3М» с применением Cu-K_α -излучения в традиционной геометрии (по Бреггу-Брентано).

В результате контрольного химического анализа пробы металла, отобранной от перовой части экспериментальной лопатки, атомно-адсорбционным эмиссионным методом установлен следующий состав сплава: Cr=12,4 %; Co=5,6 %; Mn=0,07 %; Si=0,02 %; Al=4,65 %; Mo=4,5 %; W=5,16 %; Nb=1,13 %; C=0,02 %; Fe=0,41 %; Ni – остальное (66 %). За исключением недолегирования по кобальту и ниобию материал лопатки соответствует по составу никелевому сплаву марки ЭП800, ТУ 14-1-1769-76.

В табл. 1 приведены результаты измерения твердости по Бринеллю образцов, вырезанных из лопатки после различных вариантов термообработки.

Из табл. 1 следует, что в первом варианте термообработки, т.е. в случае закалки с заданной температуры 1160°C наблюдается тенденция повышения твердости материала образцов с увеличением времени выдержки при старении. И, наоборот, в случае закалки образцов с заданной температуры 1160°C и подстуживанием их в печи до 950°C с последующим охлаждением на воздухе наблюдается понижение уровня твердости с увеличением времени выдержки при старении от 0 до 16 ч. При этом следует отметить, что значения твердости образцов практически во всех случаях термической обработки соответствует нормам, заданным ТУ 108.02.125-87-НВ (255-418). В табл. 2 показаны результаты механических испытаний на растяжение плоских образцов, отобранных от лопатки при различном состоянии материала.

Испытания образцов на растяжение при нормальной температуре (табл. 2) показали, что механические свойства металла опытной лопатки в состоянии после эксплуатации по всем характеристикам (за исключением предела текучести) не соответствуют требованиям технических условий: по пределу прочности на 168 МПа ниже уста-

новленного уровня, по относительному удлинению на 5,2 % ниже минимального уровня, а по относительному сужению, соответственно, на 6,2 %.

Применение термической обработки – закалки с температуры 1160°C и последующего старения при 850°C позволило восстановить механические свойства материала

экспериментальной лопатки с постэксплуатационного уровня до уровня норм, соответствующих ТУ 108.02.125-87. В табл. 3 приведены основные условия и результаты испытания на длительную прочность при растяжении образцов, вырезанных из опытной лопатки.

Таблица 1 – Твердость опытных образцов

№ образца	Вариант термообработки		Твердость	
	Вид	Продолжительность старения, ч.	Число твердости, НВ	Диаметр отпечатка, D, мм
2	Исходное состояние		423	3,0
15			302	3,5
3	Закалка с 1160 °C + старение при 850 °C	---	335	3,35
9		4	340	3,3
10		8	400	3,05
11		12	305	3,5
12		16	400	3,05
3а	Закалка от 1160 °C подстуж. до 950 °C + старение при 850 °C	---	460	2,85
5		4	470	2,8
6		8	360	3,2
7		12	380	3,15
8		16	360	3,2

Таблица 2 – Результаты испытания механических свойств

№ образца	Темпер. испыт., °C	Предел текуч., σ_{02} , МПа	Предел прочн., σ_b , МПа	Относ. удли., δ , %	Относ. сужение ψ , %	Твердость		Длительн. прочность, σ , МПа
						Число твердости НВ	Диаметр отпеч., D, мм	
ЭП800-ВД (ТУ108.02.125-87)	20	637-784	1078	14	15	418-255	3,0-3,8	---
	800	588	813	8,0	12	---	---	392
1	20	720	910	8,8	5,8	423	3,0	---
4	20	640	1000	19	15	360	3,20	---
18	20	620	1080	16	17	400	3,05	---

Таблица 3 – Условия и результаты испытаний на длительную прочность

№ образца	Состояние материала образца	Температура испытания, °C	Напряжение в рабочей части, МПа	Время испыт. до разрушения, мин (час)	Относит. удлинение(по диаграмме), %
13-1	Постэксплуатационное	900	392	18 (0,3)	21
13-2	Закалка с подстуж. + Старение 8 ч			39 (0,65)	29
13-3	Закалка с подстуж. + Старение 16 ч			49 (0,816)	30
13-4	Закалка + Старение 16 ч			43 (0,716)	51

Проведем сравнительный анализ адекватности полученных результатов испытаний длительной прочности, отраженных в табл. 3, и предъявляемых требований по

данному показателю в соответствии с ТУ 108.02.125.-87 к сплаву ЭП800-ВД, которая составляет $\sigma_{дл}=392$ МПа при времени до

разрушения образца $\tau \geq 100$ часов и температуре испытания 800°C .

Для сравнения используем уравнение Ларсона-Миллера [4]:

$$T_1(C + \lg \tau_1) = T_2(C + \lg \tau_2), \quad (1)$$

где $C = 20$ (по Ларсону).

Экспериментальная проверка показала, что постоянный коэффициент предложенного уравнения зависит от температуры, уровня напряжений, сорта материала. Поэтому пользоваться уравнением можно лишь преимущественно для интерполяции внутри изученного интервала температур и только для близкой экстраполяции по температуре (для стали и никелевого сплава на $50 \dots 100^\circ\text{C}$) и времени.

Из вышеприведенного равенства определяем время до разрушения образ-

ца при испытании его длительной прочностью при температуре 900°C и напряжении $\sigma = 40 \text{ кгс/мм}^2$, соответствующее $\tau = 100$ ч испытаний по ТУ.

$$\lg \tau_1 = \frac{T_2}{T_1}(C + \lg \tau_2) - C = \frac{800}{900}(20 + \lg 100) - 20 = -45, \quad (2)$$

откуда $\tau_1 = 0,35$ часа.

Из расчета следует, что все испытанные образцы 13-2, 13-3, 13-4, кроме образца 13-1 в исходном, постэксплуатационном состоянии по показателю длительной прочности соответствуют требованиям ТУ 108.02.125-87.

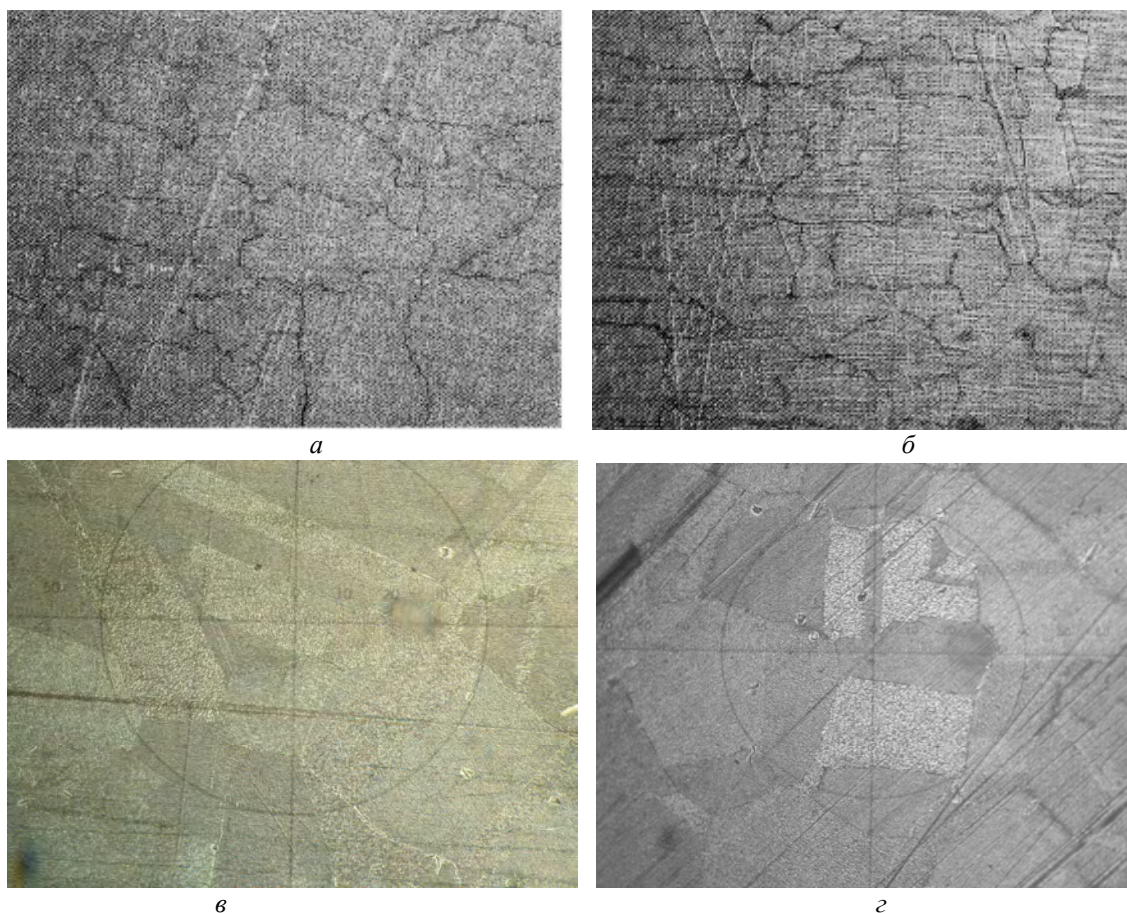


Рис. 2. Микроструктура травленых микрошлифов: а)-2; б)-3; в) – 7; г)-11; X250

На рис. 2 представлены микроструктуры материала шлифов, изготовленных из перовой части опытной лопатки и находящихся в различных структурно-фазовых состояниях: в постэксплуатационном, после закалки с подстуживанием, а также после

закалки с подстуживанием и без и последующего старения в течение 12 часов.

При микроскопическом исследовании вышеуказанных шлифов во всех рассматриваемых случаях не выявлено наличия транс- и интеркристаллитных микротрещин в металле микрошлифов, металл плотный, уста-

новлена значительная разнотернистость никелевого аустенита (γ' -фазы).

Размер аустенитного зерна материала в исходном, постэксплуатационном состоянии находится в диапазоне от 30 до 190 мкм (образец 2). После проведения восстановительной термической обработки (ВТО) материала лопатки по различным режимам наблюдается следующее изменение размера аустенитного зерна: 3- (50-100 мкм), 5- (40-220) мкм, 9- (40-240) мкм, 70- (25-160) мкм, 11-(35-210) мкм, 8- (25-160) мкм, 12- (25-150).

Из анализа тонкой структуры металла лопатки следует, что в результате длительной эксплуатации при рабочих температурах структурно-фазовое состояние лопатки существенно изменяется, деградирует. Упрочняющая интерметаллидная γ' -фаза имеет хаотичное распределение по объему и неправильную геометрическую форму в виде «звездочек», не до конца скоагулированных объединившихся двух, трех или четырех частиц избыточной фазы. Границы зерен извилистые по протяженности, имеют кондиционное строение (рис. 3).

В результате применения ВТО, в случае использования при закалке охлаждения с печью до 950°C, уже при кратковременном старении в течение 4 часов выделяется значительное количество избыточной интерметаллидной γ' - фазы (до 30 %). При этом γ' - фаза имеет упорядоченную структуру с определенной внутризеренной текстурой и правильную кубическую форму. Размер частиц γ' - фазы составляет ~ 300 нм. В данном случае границы между аустенитными зернами имеют практически прямолинейное строение с зубчатыми берегами. Они заполнены выделениями карбидной фазы шаровидной, эллипсоидной или пластинчатой формы, а также интерметаллидной γ' - фазы. Расстояние между берегами зерен составляет ~ 560 нм. (рис. 4 а).

В случае использования в качестве ВТО режима с фиксированной закалкой, эффективность восстановления структурного состояния проявляется несколько слабее. При этом избыточная интерметаллидная γ' - фаза имеет более грубое строение и более замедлено формируется. Размеры частиц из-

быточной γ' - фазы варьируются в диапазоне (400 – 700) нм. Границы аустенитных зерен заполнены карбидной и интерметаллидной фазами, имеют зубчатые берега (рис. 4 б).

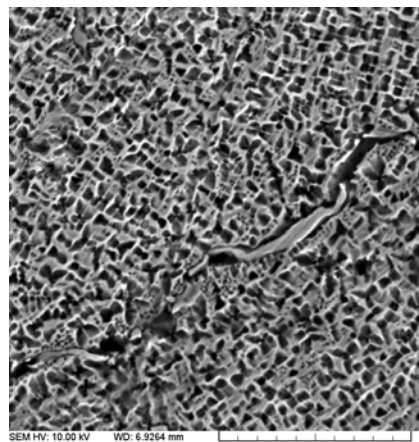
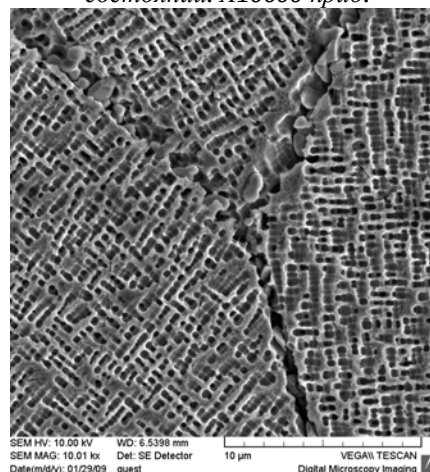
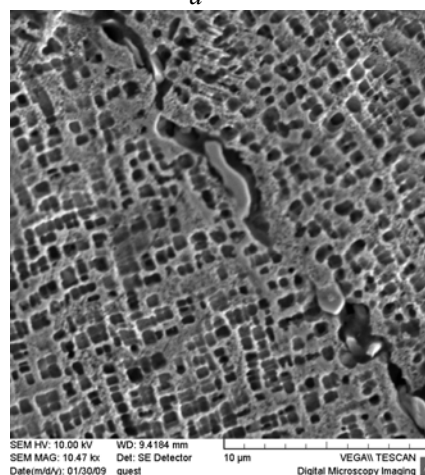


Рис. 3. Внутри- и межзеренная тонкая структура металла образца 2 в постэксплуатационном состоянии. X10000 приб.



а



б

Рис. 4. Внутри- и межзеренная тонкая структура металла травленных шлифов: а)-7; б)-11; X10000

Методом микрорентгеноспектрального анализа на растровом микроскопе были идентифицированы карбидные выделения, содержащиеся в исследуемом металле. На рис. 5 наглядно показаны дорожка сканирования электронного пучка и изображение спектра, зафиксированные на указанной поверхности шлифа материала в постэксплуатационном состоянии. Полученная спектрограмма определяет, что исследованное карбидное включение образовано на основе вольфрама и молибдена и соответствует сложному карбиду II группы (W, Mo)C (фаза внедрения). В связи с малым содержанием углерода в данном сплаве (~0,05 %) количество карбидной фазы в нем незначительно и располагается она преимущественно по границам аустенитных зерен.

Рентгеноструктурный анализ позволил установить идентичность субструктуры основы образцов, отобранных от эксперимен-

тальной лопатки и находящихся в различных состояниях: 2 – исходное постэксплуатационное состояние; 7 – закалка с подступиванием в печи до 950 °С + старение при 850 °С в течение 12 часов; 11 – закалка с 1160 °С + старение при 850 °С в течение 12 часов (табл. 5).

Исследование субструктуры γ' -фазы выявило крупный размер блоков мозаики (>5000 Å) как в металле после длительной эксплуатации, так и после его восстановительной термической обработки, что можно объяснить характерным микростроением данного сплава. Микродеформации в зернах ГЦК- γ' -фазы находятся на среднем уровне. Линейная плотность дислокаций имеет умеренные значения, а уровень плотности дислокаций в объеме блоков мозаики повышен в связи с накоплением объемных дефектов в процессе эксплуатации и при старении.

Таблица 4 – Результаты рентгеноструктурного анализа микрошлифов

Усл. № обр.	Размер блоков, D, Å	Микродеформация, ϵ	Плотность дислокаций, см ⁻²	
			ρ_α	ρ_ϵ
2	> 5000	0,00055	10^9	$0,15 \cdot 10^{11}$
7	> 5000	0,00038	10^9	$0,72 \cdot 10^{11}$
11	> 5000	0,00041	10^9	$0,83 \cdot 10^{11}$

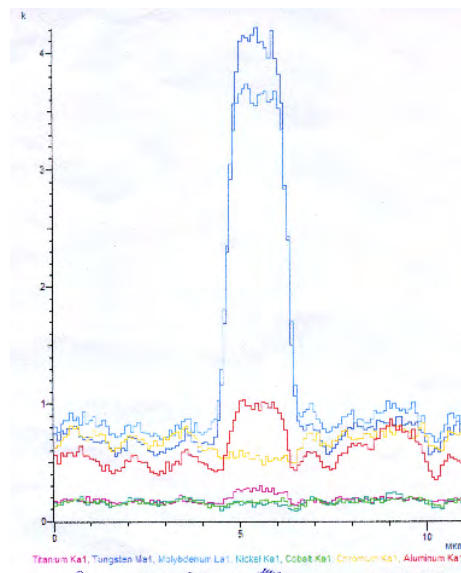
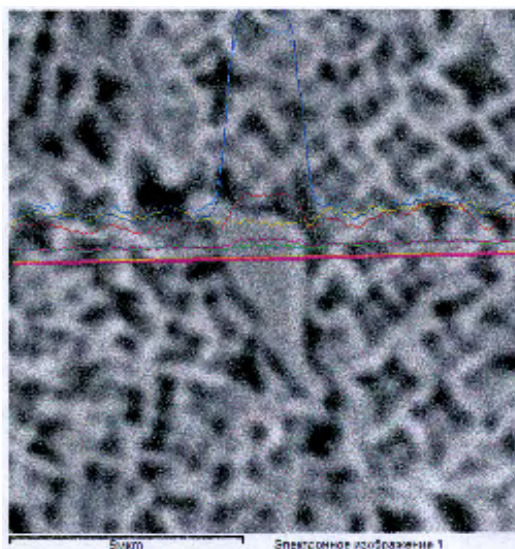


Рис. 5. Результаты микроспектрального анализа карбидного включения на поверхности шлифа 2

На основании комплексного исследования рабочей лопатки 1 ступени ротора турбины ГТЭ-45-3, имеющей наработку 56950 часов, установлено:

- что материал лопатки по химическому составу соответствует жаропрочному никелевому сплаву ХН65КМВЮБ (ЭП 800-ВД), ТУ14-1-1769-76;

- механические свойства материала лопатки при нормальной температуре по пределу прочности, относительному удлинению и относительному сужению не удовлетворяют требованиям ТУ 108.02.125-87;

- длительная прочность материала перовой части лопатки при испытании образцов на растяжение при температуре 900°C и нагрузке $\sigma_p=392$ МПа не соответствует требованиям ТУ 108.02.125-87 (по перерасчету по уравнению Ларсона–Миллера), но удовлетворяют данным требованиям после проведения ВТО;

- микроструктура металла гетерогенная, представляет собой аустенитную матрицу – твердый раствор легирующих элементов (Cr, Co, W, Mo, Al, Nb) и C в никеле, около 35 % когерентно связанной с матрицей интерметаллидной γ' - фазы Ni_3Al и малое количество (до 0,5 %) карбидной фазы типа (W,Mo)C, расположенной, преимущественно, по границам зерен. Границы зерен извилистые. Упрочнены выделениями карбидной и интерметаллидной фаз в виде прерывистых включений. Микротрещины по границам зерен отсутствуют;

- фазовый состав металла перовой части лопатки, определенный рентгеновским методом, согласуется с его структурой: основными фазами являются аустенит и интерметаллид Ni_3Al . Тонкая структура металла характеризуется умеренными значениями уровня микропластической деформации, плотности дислокаций и крупными размерами блоков мозаики ($\varepsilon > 0,00055$, $\rho_a > 10^9$, $\rho_e > 1,5 \cdot 10^{10}$, $D > 5000$ Å).

- термическая обработка материала лопаток по режиму – закалка на воздухе с 1160°C с подстуживанием в печи до 950°C + старение при 850°C в течение не менее 8,0 часов позволяет полностью регенерировать деградированное структурно-фазовое состояние ме-

талла, а также некондиционные показатели его механических свойств.

Вывод. Техническое состояние комплекта рабочих лопаток ротора турбины ГТЭ-45-3, отработавших 56950 часов в производственных условиях, дает возможность продления их ресурса работы после проведения полного восстановительного ремонта по технологии ЗАО НПП «Трибоника» не менее чем на 24 000 часов.

Библиографический список

1. Рыбников, А.И. Термическая обработка лопаток с покрытиями / А.И. Рыбников, Л.Б. Гецов // МиТОМ.- 1995.-№ 9.- С.21-25.
2. Филатова, М.А. Влияние термической обработки на структуру и свойства жаропрочных никелевых сплавов / М.А. Филатова, В.С. Судаков // МиТОМ.- 1995. -№6.- С.12-15.
3. Салтыков, С.А. Стериометрическая металлография / С.А. Салтыков – М.: Металлургия, 1978. -565с.
4. Одинг, И.А. Теория ползучести и длительной прочности металлов / И.А. Одинг [и др.] – М.: 1959.

References

- 1 Rybnikov A.I., Getsov L.B. Thermal Processing of shovels with coverings.//MiTM, 1995. № 9. C.21-25.
- 2 Filatova M. A, V.S. Vlijanie's Pike Perches of thermal processing on structure and properties of heat resisting nickel alloys//MiTM, 1995. №6. C.12-15.
- 3 Saltykov S.A. Steriometrichesky Metallografie. – M: Metallurgy, 1978.-565с.
- 4 Oding I.A., etc. The Theory of creep and long durability of metals. – M: 1959.

STRUCTURE AND MECHANICAL PROPERTIES OF THE SHOVEL 1 STEPS OF THE ROTOR OF TURBINE GTE-45-3 AFTER THE LONG OPERATING TIME AND REGENERATION

©2009 Yu. P. Tarasenko, V. A. Sorokin, O. V. Berdnik

The Nizhniy Novgorod branch of Establishment of the Russian Academy of Sciences Institute mechanical engineering A.A.Blagonravova's name of the Russian Academy of Sciences Joint-Stock Company Research-and-production Center "Tribonika", Nizhni Novgorod

Microstructure research, nano - a substructure and physicomechanical properties of the fragments which have been selected from a shovel of 1 step from alloy ЭП800-ВД of a rotor of the turbine of unit GTE-45-3 in a postoperational condition, and also after their regenerative heat treatment on various modes for the purpose of definition of a technical condition and maintainability of its material is conducted.

A microstructure, thin structure, a working shovel, unit GTE-45-2, mechanical properties, regenerative heat treatment

Информация об авторах

Тарасенко Юрий Павлович, кандидат физико-математических наук, Президент-главный конструктор Научно-производственной компании «Трибоника», заведующий лабораторией «Трибофизики» Нижегородского филиала Учреждения Российской Академии Наук Института машиноведения имени А.А. Благонравова. Тел.: (831) 432-01-79, (831) 432-03-01. E-mail: npktribonika@yandex.ru. Область научных интересов: исследование микроструктуры материалов, материаловедение.

Сорокин Вячеслав Александрович, начальник научно-технического отдела Научно-производственной компании «Трибоника», старший научный сотрудник лаборатории «Трибофизики» Нижегородского филиала Учреждения Российской Академии Наук Института машиноведения имени А.А. Благонравова. Тел.: (831) 432-01-79, (831) 432-03-01. E-mail: npktribonika@yandex.ru. Область научных интересов: исследование микроструктуры материалов, материаловедение.

Бердник Ольга Борисовна, кандидат технических наук, специалист Научно-производственной компании «Трибоника», научный сотрудник лаборатории «Трибофизики» Нижегородского филиала Учреждения Российской Академии Наук Института машиноведения имени А.А. Благонравова. Тел.: (831) 432-01-79, Факс: (831) 432-03-01. E-mail: npktribonika@yandex.ru. Область научных интересов: исследование микроструктуры материалов, материаловедение.

Tarasenko Jury Pavlovich, Candidate of Physic and Matematik Science, the President-main the designer of Joint-Stock Company Research-and-production company "Tribonika", the manager of The Nizhniy Novgorod branch of Establishment of the Russian Academy of Sciences Institute mechanical engineering A.A.Blagonravova's name of the Russian Academy of Sciences. Phone: (831) 432-01-79. E-mail: npktribonika@yandex.ru. Area of research: Research of a microstructure of materials, materials technology.

Sorokin Vyacheslav Aleksandrovich, the chief of scientific and technical department of Joint-Stock Company Research-and-production company "Tribonika", the senior scientific employee of laboratory "Tribofisika" of The Nizhniy Novgorod branch of Establishment of the Russian Academy of Sciences Institute mechanical engineering A.A.Blagonravova's name of the Russian Academy of Sciences. Phone: (831) 432-01-79. E-mail: npktribonika@yandex.ru. Area of research: Research of a microstructure of materials, materials technology.

Berdnik Olga Borisovna, Candidate of Engineering Science, the expert of Joint-Stock Company Research-and-production company "Tribonika", the scientific employee of laboratory "Tribofisika" of The Nizhniy Novgorod branch of Establishment of the Russian Academy of Sciences Institute mechanical engineering A.A.Blagonravova's name of the Russian Academy of Sciences. Phone: (831) 432-01-79. E-mail: npktribonika@yandex.ru. Area of research: Research of a microstructure of materials, materials technology.

УДК 621.822.5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИБРИДНЫХ ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ТЯЖЕЛОГО МНОГООПОРНОГО РОТОРА ГТД

©2009 В. Н. Бесчастных

Московское моторостроительное производственное предприятие «Салют»

Существует область применений турбомашин, где экономически целесообразно использование подшипников на газовой смазке при относительно тяжелых роторах. Речь идет о турбогенераторах мощностью 500...2000 кВт с высокочастотными электрогенераторами. В статье представлены результаты проектирования и экспериментальных исследований газовых подшипников турбогенератора мощностью 1000 кВт.

Подшипники на газовой смазке, воздушные подшипники, гибридные газовые подшипники, подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами

На первый взгляд задача проектирования эффективных и надежных опор современной турбомшины не составляет особого труда. В самом деле, за более чем вековую историю развития турбин накоплен огромный опыт в проектировании опорных узлов. Разработаны конструкции и методики расчета подшипников скольжения и качения, ставшие стандартными. Экономические показатели достигли максимальных значений. В разы уменьшены механические потери и расходы смазочных материалов, на порядки увеличен ресурс подшипников, достигли совершенства уплотнения. С 60-х годов прошлого века ведутся разработки активных магнитных опор. С 50-х годов разработано большое количество турбомашин различных типов с подшипниками на газовой смазке, к ним можно отнести турбохолодильники систем кондиционирования, турбодетандеры, турбогенераторы автономных энергоустановок, нагнетатели газа для ЯЭУ, газотурбинные двигатели. Бурное развитие получили лепестковые газовые подшипники (ЛГП). С начала появления первых ЛГП (середина 60-х годов) получено более 100 патентов на конструкцию этих подшипников. Наибольшее распространение получила газовая смазка в системах подвеса роторов относительно малой (до 10 кг) массы. Очевидными преимуществами подшипников на газовой смазке являются высокая эффективность и экономичность, пониженная материалоемкость, высокая надежность. Например, воздушные подшипники турбокомпрессора климатической системы самолета Boeing 747 продемонстрировали среднее время между отказами

(MTBF) более 100 000 часов [1]. Однако применение подшипников на газовой смазке для роторов большой массы – относительно редкое явление. Связано это со многими факторами, прежде всего с уменьшением относительной грузоподъемности подшипников с ростом массы ротора, с необходимостью обеспечения заданной величины радиальных зазоров на всех режимах работы. Играть роль также традиции и стереотипы проектирования.

В статье затронуты вопросы проектирования и экспериментального исследования воздушных подшипников для турбогенератора мощностью 1000 кВт.

Экономические аспекты задачи

Существует перспективная область применения турбомашин, где экономически целесообразно использование подшипников на газовой смазке при относительно тяжелых роторах. Речь идет о турбогенераторах мощностью 500...2000 кВт, оснащенных высокочастотными электрогенераторами. Особенностью этих машин является, с одной стороны, высокая доля механических потерь на фоне величины генерируемой мощности, а с другой стороны высокая доля стоимости опор на фоне величины стоимости машины. Кроме того, функционирование системы смазки сказывается на удорожании всего жизненного цикла двигателя. Распространенным подходом при проектировании и модернизации турбомашин большой мощности (5 мВт и выше) в последнее время стало оснащение их активными магнитными подшипниками. Обусловлено это тем, что при-

менение активных магнитных подшипников приводит к существенному снижению стоимости жизненного цикла за счет экономии энергии, отсутствия потерь масла, снижения затрат на техническое обслуживание. К числу несомненных преимуществ активных магнитных подшипников можно отнести достаточно высокую грузоподъемность (30-40 Н/см², [2]), малые механические потери, широкие возможности по управлению подвесом (обеспечение заданного демпфирования, возможность обеспечения вращения вокруг физического центра масс). Основными недостатками активных магнитных подшипников являются относительно низкая жесткость в определенном частотном диапазоне внешних воздействий, высокая начальная стоимость, значительные габариты и масса, наличие страховочных подшипников, а также относительно большие холодные зазоры в элементах турбомашины, которые должны быть заведомо больше зазоров в страховочных подшипниках. Именно высокая начальная стоимость активных магнитных под-

шипников сдерживает их применение в качестве опор турбомашин малой мощности. По современным представлениям полный комплект подвеса ротора (два опорных, один упорный подшипники, шестиканальная система управления, страховочные подшипники) стоит 120...200 тыс. евро. Причем стоимость комплекта активных магнитных подшипников мало зависит от грузоподъемности. Таким образом, доля стоимости магнитных опор для ГТУ мощностью 1000 кВт может достигать 50% стоимости всей установки.

Выходом из сложившейся ситуации может быть оснащение турбомашины подшипниками на газовой смазке.

Обоснование выбора типа опор

В 2003г. на ФГУП ММП «Салют», г. Москва, началось проектирование турбогенератора ГТД-1С мощностью 1000 кВт. Общий вид турбогенератора показан на рис.1.

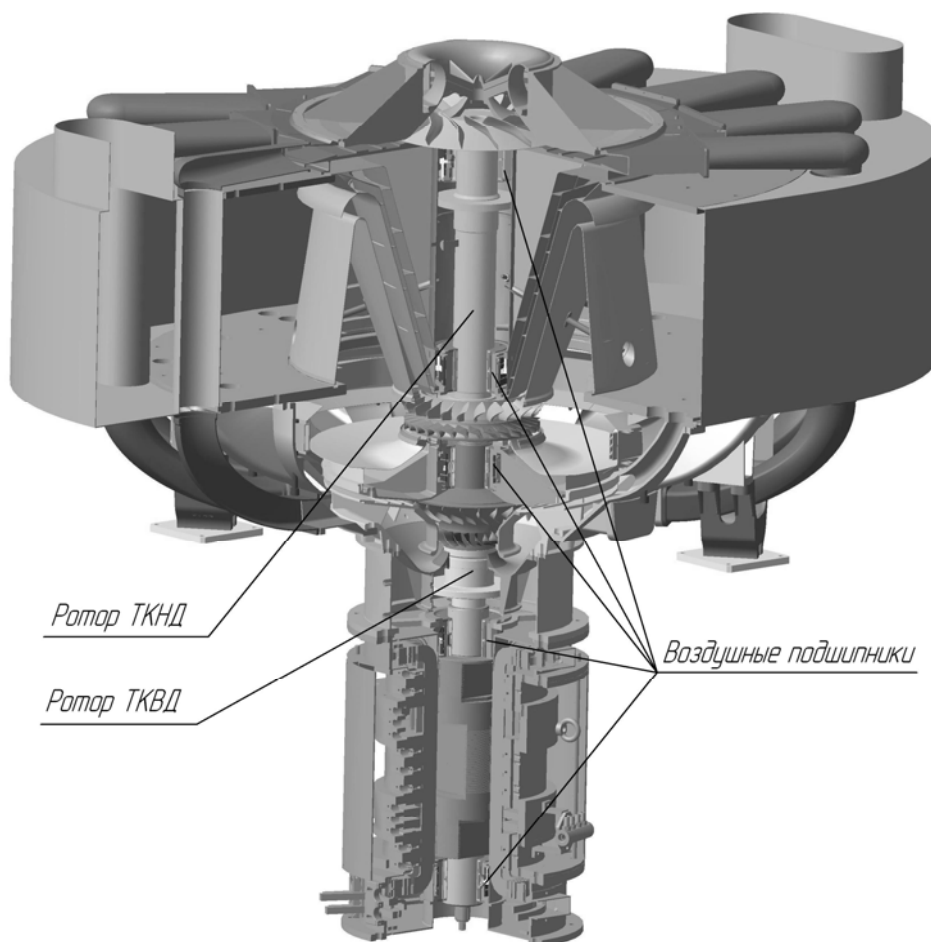


Рис. 1. Общий вид турбогенератора ГТД-1С

Основные характеристики турбогенератора

Мощность электрическая, МВт	1,0
Топливо	природный газ
Давление топливного газа на входе в ГТУ, кгс/см ²	$10 \pm 0,5$
Удельный расход топлива, кг/кВт·ч	0,18
КПД электрический, %	40
Мощность тепловая, Гкал/ч	0,88

Турбогенератор представляет собой двухвальную машину с вертикальным расположением роторов. Ротор турбокомпрессора низкого давления имеет номинальную частоту вращения 12 000 об/мин при массе 90 кг; ротор турбокомпрессора высокого давления, образующий одно целое с ротором электрогенератора, имеет частоту вращения 26 000 об/мин при массе 250 кг. Для осевых опор роторов были выбраны активные магнитные подшипники.

В качестве возможных вариантов для радиальных опор проектируемой машины на начальном этапе рассматривались лепестковые газодинамические подшипники и подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами.

Лепестковые газовые подшипники обладают рядом уникальных преимуществ по сравнению с подшипниками с жесткими поверхностями. Лепестки имеют очень малую массу и поэтому при приближении к ним вала успевают отклониться под действием давления в смазочном слое. При попадании посторонней частицы лепесток отклоняется и пропускает ее, предотвращая заклинивание. Поэтому ЛГП имеет пониженную чувствительность к загрязнениям. При увеличении давления смазочного слоя податливая поверхность упруго отжимается от вала, а при уменьшении возвращается обратно. Такое свойство лепестков позволяет ЛГП работать при очень малой толщине смазочного слоя, обеспечивая повышенную несущую способность ЛГП.

К недостаткам ЛГП можно отнести износ антифрикционного покрытия, высокую частоту всплывания, относительную технологическую сложность, сильную зависимость от субъективных факторов при изготовле-

нии, контроле и монтаже, невозможность обеспечения газостатического режима.

Подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами являются идеальной опорой с точки зрения устойчивости за счет способности сегментов самоустанавливаться под действием динамических нагрузок. К числу недостатков этого типа опор следует отнести снижение надежности из-за инерционного «отставания» сегментов, «залипания» шарнирных опор от износа и засорения, недостаточного демпфирования шарнирного соединения.

Следует отметить, что оба типа подшипников обладают рядом преимуществ и недостатков, не позволяющих сделать однозначный выбор в пользу той или иной конструкции. В связи с этим для роторной системы ГТД-1С были приняты оба типа подшипников с тем, чтобы на этапе экспериментальной доводки определить наиболее подходящий из них. В процессе разработки стало ясно, что лепестковые подшипники, скорее всего, не смогут обеспечить достаточную грузоподъемность и жесткость. Несмотря на имеющиеся свидетельства успешного создания тяжело нагруженных лепестковых подшипников [3], детальный теоретический анализ показал, что такие подшипники в условиях смазки воздухом под атмосферным давлением не обеспечат достаточного запаса по несущей способности. По крайней мере, их доводка может быть сопряжена с большим техническим риском. Кроме того, роторная система проектируемого двигателя вследствие большого момента инерции и сочетания параметров турбокомпрессоров и электрогенератора имеет существенное время запуска (до нескольких минут). «Затянутый» запуск и, как следствие, большое время работы при сухом трении делают практически неосуществимым создание лепестковых подшипников. Таким образом, уже на начальном этапе проектирования в качестве основного варианта радиальных опор был утвержден подшипник с самоустанавливающимися сегментными вкладышами.

Этапы разработки опор

Первоначально подшипник с самоустанавливающимися сегментными вкладышами

был спроектирован с осуществлением поддува в смазочный зазор на режимах пуска и останова. На основных режимах турбогенератора принудительный поддув воздуха планировалось выключать. Таким образом, он являлся гибридным [4]. На рис. 2 показано фото подшипника.



Рис. 2. Фото подшипника ГТД-1С

По технологическим соображениям, а также с точки зрения снижения окружной неравномерности грузоподъемности и жесткости подшипник разделен на 5 сегментов. Сегменты шарнирно установлены на плоские пружины, которые, в свою очередь, крепятся на корпус.

В первых конструктивных версиях подшипник оснащался сегментами с контурным поддувом воздуха через ряд дросселей типа «кольцевое сопло». Длина подшипника составляет 120 мм, диаметр вала – 120 мм.

О подобии подшипников на газовой смазке [5] судят по безразмерной характеристике

$$\chi = \frac{\mu v r}{h^2 p_a}, \quad (1)$$

где μ – динамическая вязкость газа; v – окружная скорость поверхности вала; r – радиус вала, h – средний радиальный зазор, p_a – абсолютное давление окружающего подшипник газа.

Из анализа этой характеристики видно, что при моделировании подшипника на газовой смазке в сторону увеличения рабочие зазоры в подшипнике должны увеличиваться пропорционально корню квадратному

линейных размеров. Иными словами при увеличении диаметра вала, например в 4 раза, для сохранения подобия эпюр полного давления в смазочном слое, а следовательно, и грузоподъемности радиальный зазор придется увеличить всего в 2 раза. Однако с ростом линейных размеров машины силы, действующие в системе ротор – статор будут увеличиваться пропорционально массе ротора, т.е. третьей степени линейных размеров. Наконец, с увеличением масштабного фактора пропорционально растут возможные температурные и силовые деформации элементов опоры. Анализ показывает, что величина этих деформаций зачастую превышает не только минимальный, но и средний зазор в подшипнике.

Согласно простой оценке максимальная грузоподъемность полноохватной опоры диаметром 120 мм и длиной 120 мм (как участка опоры бесконечной длины, т.е. без учета утечек по торцам) на атмосферном воздухе составляет:

$$P = C_w p_a L D \approx 15000 \text{ Н}, \quad (2)$$

где L – длина подшипника; D – диаметр вала;

$$C_w = \pi \sqrt{1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2} \left[\sqrt{\frac{1}{1 - \varepsilon^2}} - 1 \right] \frac{1}{\varepsilon} \quad (3)$$

– коэффициент нагрузки при относительном эксцентриситете $\varepsilon = 0,9$.

На практике грузоподъемность намного меньше из-за конечности длины подшипника и связанных с этим утечек смазочного воздуха, а также из-за имеющихся всегда отклонений геометрии реальных поверхностей. Комплекс (1) и входящие в него величины влияют на производную $dp/d\theta$, а, следовательно, на распределение давления в смазочном слое, тогда, как p_a влияет на сами величины давлений. Таким образом, наиболее действенным способом увеличения грузоподъемности опоры остается увеличение ра, т.е. осуществление поддува газа в смазочный зазор.

В общем случае течение газа в слое смазки подчиняется уравнению Рейнольдса:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (p H^3 \frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z} (p H^3 \frac{\partial p}{\partial z}) = \\ = 6\mu \frac{\partial}{\partial x} (p H v) + 12\mu \frac{\partial}{\partial \tau} (p H), \end{aligned} \quad (4)$$

где H – текущая толщина смазочного слоя;

p – текущее давление.

Решение прямой задачи в теории газовой смазки – определение несущей способности газового слоя как главного вектора сил давления чрезвычайно затруднительно. Для расчетного анализа принятых конструктивных решений был применен пакет SOLVER ANSYS CFX. При формировании расчетной модели использована смешанная сетка: интересующая область зазора разбита гексаидальными элементами, а внешняя область над сегментом разбита тетраидальными элементами. Применение такой смешанной сетки обусловлено малой высотой расчетной области (зазора) (при использовании тетраидальной сетки результирующий массив сетки превысил бы все имеющиеся вычислительные мощности). В смешанной модели интересующая область разбита гексаидальной сеткой, которая позволяет использовать значительно меньше элементов, а внешняя область со сложной геометрией сформирована тетраидальной сеткой. Такой подход позволяет для расчета одного сег-

мента обходиться расчетной сеткой порядка 1000000 ячеек.

На рис. 3 показан пример смешанной расчетной сетки, а на рис. 4 распределение давления в смазочном зазоре. Для рассчитанных полей давлений определены главные векторы, которые после их суммирования по окружности дают результирующую грузоподъемность опоры. В результате расчетов была определена статическая грузоподъемность опоры, которая при давлении наддува 0,3 МПа и минимальном зазоре 10 мкм составила 1450Н [6]. Результаты расчетов статической грузоподъемности проверялись на стенде. При испытаниях измерялись давление и расход питающего воздуха, а также радиальные перемещения подшипника при помощи микронного индикатора часового типа. Момент потери несущей способности при увеличении нагрузки определяется по отсутствию свободного вращения имитатора вала. Экспериментально определенная грузоподъемность опоры при давлении питающего воздуха 0.3 МПа составила 1800 Н.

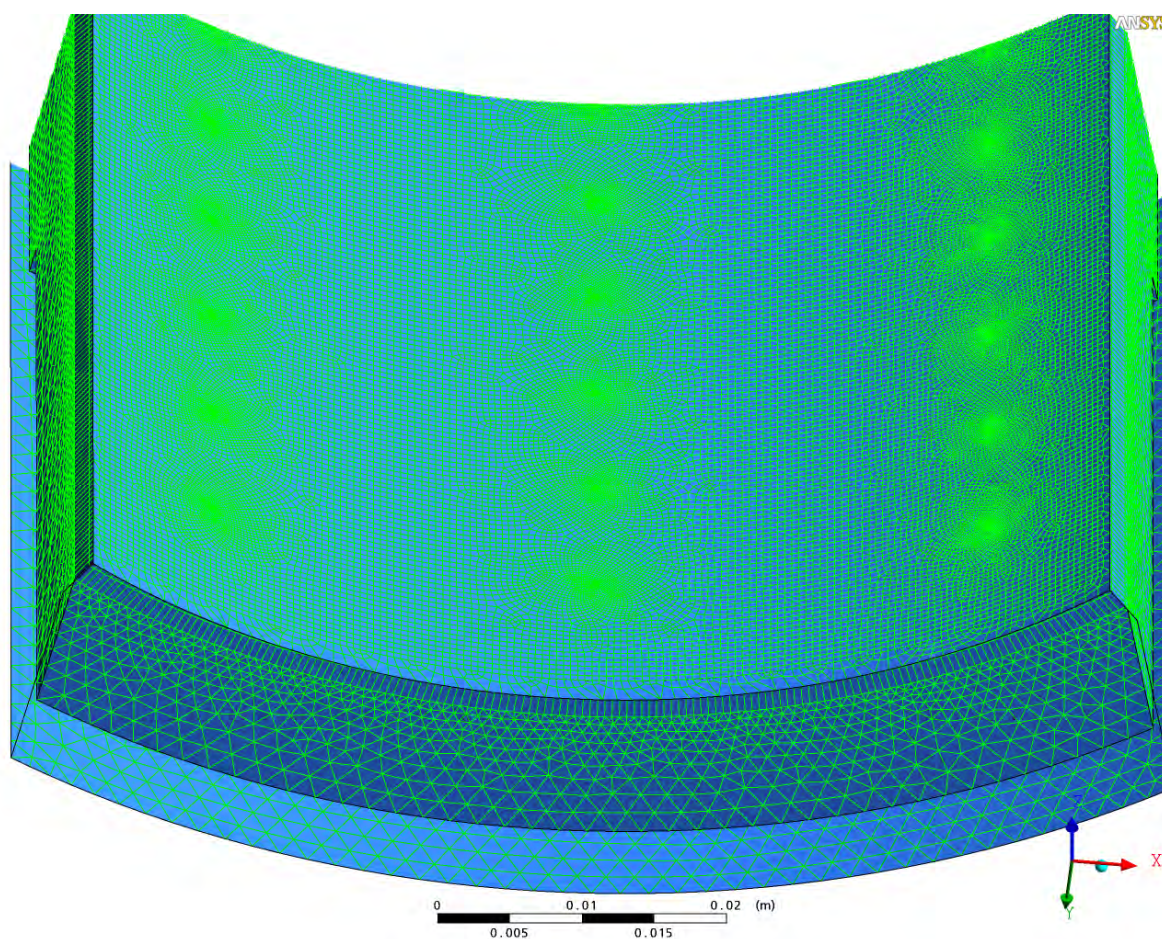


Рис. 3. Смешанная расчетная сетка

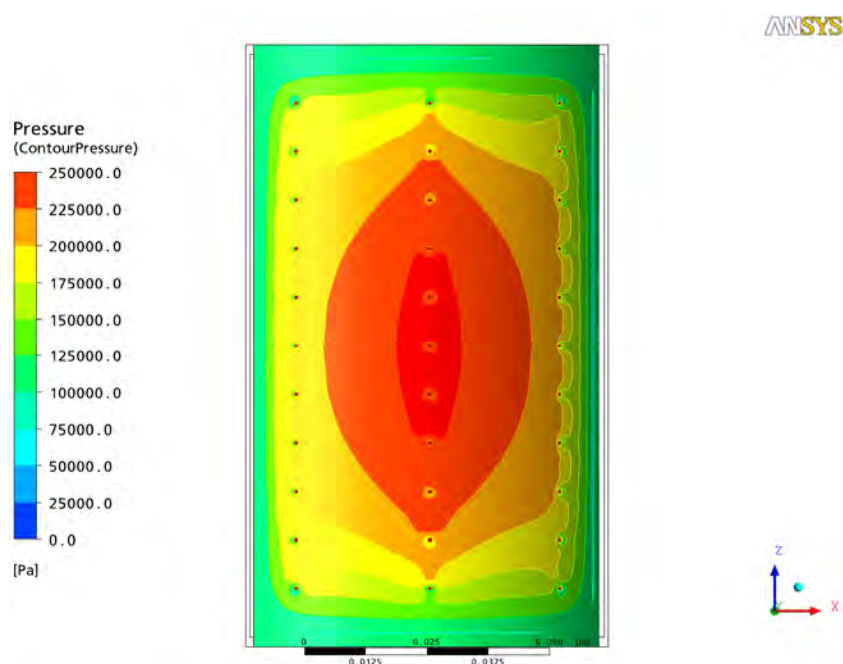


Рис.4. Распределение давления в смазочном зазоре

Для определения грузоподъемности опоры и проверки работоспособности опоры в диапазоне рабочих частот вращения (от 0 до 26000 об/мин) был спроектирован стенд, показанный на рис.5. Стенд состоит из испытываемого подшипника, имитатора вала, установленного во вспомогательных шариковых подшипниках особо легкой серии, мультипликатора с передаточным отношением $i=18$ и приводного асинхронного электродвигателя, оснащенного системой управления частотой ВЕСПЕР. Имеется нагрузочное устройство, состоящее из троса, блоков и разновесов. При испытаниях менялись давление питающего воздуха, статическая нагрузка на опоры, частота вращения имитатора вала.



Рис. 5. Стенд для определения грузоподъемности опоры

Испытания первых образцов опоры приводили к заклиниванию вала на частотах вращения выше 12000 об/мин. Последующий анализ показал, что на этом режиме происходило касание выходных кромок сегментов о вал из-за чрезмерного разворота сегментов в шарнирах. На рис. 6 показана опора после аварийного заклинивания со следами касания выходных кромок сегментов. В результате был сделан вывод о том, что геометрическое место шарнира сегментов, определяемое соотношением плеч как 35/65 рекомендованное [7], принято неправильно. Указанный дефект легко устранился смещением геометрического места шарнира в положение, обеспечивающее соотношение плеч 45/55.

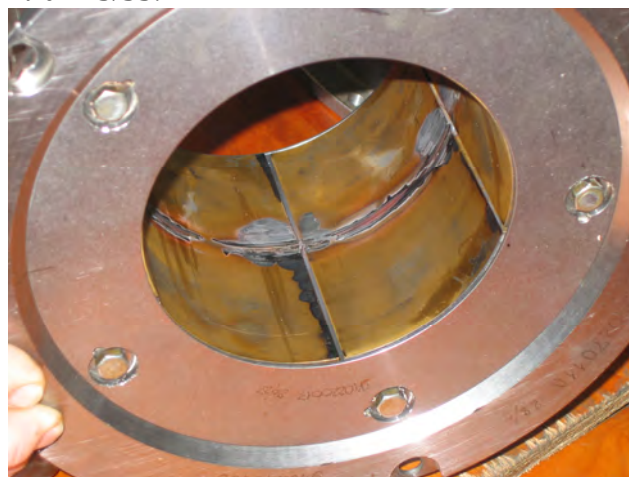


Рис. 6. Следы касания выходных кромок сегментов с последующим заклиниванием вала

В результате испытаний первых образцов опор были получены зависимости предельной частоты вращения от давления питающего воздуха при различной статической нагрузке на подшипник (рис.7). Характерным фактом, выявленным в ходе испытаний, является сам факт существования предельной частоты вращения для каждой величины нагрузки и давления питающего воздуха, хотя в теории рост частоты вращения должен

сопровождаться непрерывным ростом грузоподъемности. Потеря несущей способности при экспериментах наблюдалась как легкое касание вала с упругим разворотом корпуса опоры в пределах податливости троса нагрузочного устройства и не носила катастрофический характер, т.е. не имела характер действия резонанса, полускоростного вихря и т.п.

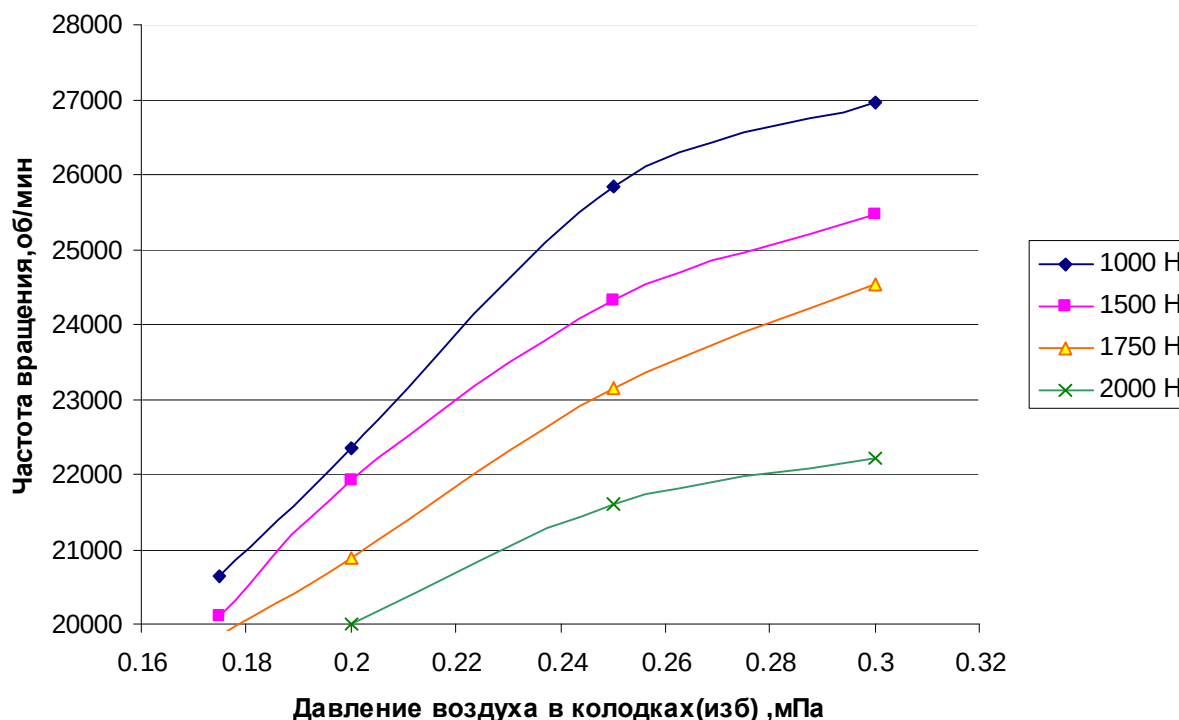


Рис. 7. Зависимость предельной частоты вращения вала от давления питающего воздуха при различной статической нагрузке

В ходе экспериментов определялась грузоподъемность опоры без подвода питающего воздуха, которая составила в среднем 500Н. При номинальной нагрузке расход воздуха на опору составил приблизительно 20 г/с, что вдвое превышает величину, предусмотренную техническим заданием.

Решение задач материаловедения

В процессе разработки опор на газовой смазке для турбогенератора ГТД-1С были испытаны различные сочетания материалов для пары трения сегмент подшипника – вал ротора. С целью снижения возможных температурных деформаций сегментов первоначально они изготавливались из сплава Инвар 30НКД. При этом использовались по-

крытия нитридом титана, специальное алмазоподобное покрытие. Сегменты изготавливались также из силицированного графита. Для вала использовалось азотирование, плазменное напыление молибдена, покрытие ПКХ (кобальт + карбид хрома), напыление $Al_2O_3 + Mo$. В конечном итоге для сегментов был разработан композитный материал на основе углеродных волокон, а для валов применялись различные покрытия.

Практические результаты разработки опор

В результате проведенных работ по теоретическому и экспериментальному исследованию были разработаны опоры для роторов турбогенератора ГТД-1С. В ходе экспериментов на подшипниковой установке

подтверждена работоспособность гибридных газовых подшипников во всем диапазоне частот вращения ротора ТКВД турбогенератора ГТД-1С. В апреле 2008 были начаты испытания турбогенератора ГТД-1С в качестве силовой установки маневрового локомотива на экспериментальном кольце ВНИИЖТ в г. Щербинка Московской обл. В мае 2009 в ходе серии испытаний на МКБ «Горизонт» в г. Дзержинском Московской обл. частота ротора ТКВД турбогенератора была доведена до 20 000 об/мин. На рис.8 показан турбогенератор ГТД-1С на испытаниях в МКБ «Горизонт».



Рис.8. Турбогенератор ГТД-1С на испытаниях

В виду того, что в результате экспериментов и на действующем двигателе получены значения расхода питающего воздуха, вдвое превышающие значения, заданные техническим заданием, дальнейшие работы по доводке конструкции опор планируется проводить применительно к задаче уменьшения этого расхода. Основными путями доводки будут – оптимизация системы подвода воздуха в смазочный зазор, устранение паразитных утечек, повышение точности формы поверхностей трения, устранение газовой проницаемости сегментов.

Библиографический список

1. Giri L. Agrawal. Foil Air/Gas Bearing Technology. An Overview ASME Publication 97-GT-347.

2. Кочетов, Д.А. Электромагнитные подшипники - возможности промышленного внедрения / Д.А. Кочетов, Е.В. Кравцова // Конверсия в машиностроении. – 1993. - №2. - С.25.

3. MiTi Developments, Winter 1998, WWW.miti.cc.

4. Пешти, Ю.В. Газовая смазка / Ю.В. Пешти // Учебник для ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1990. – 700с.

5. Шейнберг, С.А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С.А. Шейнберг [и др.].- М.: Машиностроение, 1969. – 98с.

6. Бесчастных, В.Н. Определение статической грузоподъемности газостатического сегментного подшипника / В.Н. Бесчастных, Ю.А. Равикович, А.Н. Соколов // Вестник МАИ. 2000. – С.15-19.

7. Лучин, Г.А. Газовые опоры турбомашин / Г.А. Лучин, Ю.В. Пешти, А.И. Снопов. - М.: Машиностроение, 1989. - 47с.

References

1. Giri L. Agrawal. Foil Air/Gas Bearing Technology. An Overview ASME Publication 97-GT-347.

2. Kochetov, D.A. Electromagnetic bearings - possibilities of industrial introduction / D.A. Kochetov, E.V. Kravtsov // Conversion in mechanical engineering. – 1993. - №2. - P.25.

3. MiTi Developments, Winter 1998, WWW.miti.cc.

4. Peshti, J.V. Gas greasing / J.V.Peshti // the Textbook for High Schools. – Moscow: Mechanical engineering, 1990. – 700p.

5. Shejnberg, S.A. Support of sliding with gas greasing / S.A. Shejnberg [etc.]. - Moscow: Mechanical engineering, 1969. – 98p.

6. Beschastnyh, V.N. definition of static load-carrying capacity Gas-statics the segment bearing / V.N. Beschastnyh, J.A. Ravikovich, A.N. Sokolov // Bulletin MAI. 2000. – P.15-19.

7. Luchin, G.A. Gazovye of a support of turbomachines / G.A. Luchin, J.V. Peshti, A.I. Snopov. - Moscow: Mechanical engineering, 1989. - 47p.

DESIGNING AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF HYBRID GAS BEARINGS FOR HEAVY MULTIBASIC ROTOR OF GAS TURBINE

© 2009 V. N. Beschastnyh

FSUE MMPP "Salut", Moscow

There is an area of applications of turbomachines where use of gas-lubricated bearings is economically expedient at rather heavy rotors. It is a question of turbogenerators capacity of 500 - 2000 kw with high-frequency electrogenerators. In article results of designing and experimental researches of gas bearings of a turbogenerator by capacity of 1000 kw are presented.

Gas-lubricated bearings, air bearings, hybrid gas bearings, tilting-pad journal bearings

Информация об авторе

Бесчастных Владимир Николаевич, начальник КБ компрессоров Московского моторостроительного производственного предприятия «Салют». Область научных интересов: компримирование конденсируемых сред, газовой и жидкостной смазки.

Beschastnyh Vladimir Nikolaevich, Chief of Department of Compressors of FSUE MMPP "Salut", Moscow. Area of research: Compression of condensed environments, gas and liquid lubrication.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА НА ОСНОВЕ СКВОЗНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

©2009 С. В. Зыбанов, В. Г. Смелов, Н. Д. Проничев, О. С. Сурков

Самарский государственный аэрокосмический университет

В работе рассматривается методика повышения производительности и качества работ по подготовку управляющих программ для станков с ЧПУ, отработке этих программ, выбора инструмента и режимов обработки, которые позволяют повысить конкурентоспособность малого предприятия.

Эффективное использование современного многофункционального оборудования в инновационном производстве базируется на комплексном использовании инновационных технологий. В работе рассматривается методика подготовки производства позволяющая существенно сократить затраты на освоение новых изделий.

Разработка, управляющая программа, отработка, выбор инструмента и режимов обработки

В современном производстве на всех этапах жизненного цикла изделия широко используются САПР, значительно облегчая специалистам работу за счет снижения рутинного труда инженеров конструкторов и технологов. Практическое применение САПР, позволяющих разрабатывать и отрабатывать управляющие программы для современных станков с ЧПУ, выявило потребность глубокого изучения возможностей данных программ и составления методик, позволяющих наиболее быстро и эффективно внедрять информационные системы в экспериментальное единичное производство.

САПР позволяют использовать в качестве исходных данных трехмерные модели деталей, эффективность которых проявляется там, где возникает необходимость описания поверхностей свободной формы (математически неопределенных, все точки которых имеют разную кривизну). Объемная модель наиболее полно описывает геометрию поверхности детали, что очень важно при изготовлении деталей, получаемых литьем.

Интегрированные программные продукты, объединяющие в себе CAD, CAE, CAM, PDM модули позволяют использовать один программный продукт на различных этапах производства, что требует интеграции специалистов различных специальностей в едином информационном пространстве, однако в случаях, когда нет необходимости в оформлении технологической документации, но требуется максимальное сжатие сроков создания экспериментального образца, более высокую эффективность по-

казывают специализированные программные продукты.

В условиях инструментального, единичного и мелкосерийного производств актуально использование программных продуктов специализированного типа, позволяющих наиболее оперативно производить технологическую подготовку производства. Тем самым достигается горизонтальное сжатие производства, которое обеспечивает конкурентоспособность предприятия в современных условиях. На базе центра САМ технологий была разработана методика в виде алгоритма процесса создания управляющих программ (УП) для станков с ЧПУ, позволяющая автоматизировать все этапы запуска деталей в производство (рис.1).

Блок-схема алгоритма пошагово описывает основные этапы разработки конструкции и производства литьевой оснастки. Алгоритм имеет контрольные точки, через которые осуществляется внутренняя обратная связь на протяжении всего процесса изготовления изделия. Также алгоритм имеет разветвление: создание 3D моделей детали, выбор оборудования и параметров заготовки происходит одновременно. Поскольку создание технологической документации в рассматриваемом случае не требуется, блок-схема не содержит соответствующих элементов, однако имеет потенциал развития посредством включения в нее дополнительных пунктов, связанных с получением документации, карт наладки оборудования и т.д. Описанные в схеме процессы являются взаимосвязанными и могут выполняться одним специалистом-технологом как единый комплекс работ.



Рис. 1. Алгоритм запуска детали в производство

Разработанная методика была отработана при изготовлении ряда деталей, благодаря чему были изучены эффективность применения и особенности использования методики в производстве. Из множества программных продуктов был выбран программный продукт компании Gibbs and Associates®.

GibbsCAM – программа, которая является системой автоматизированной подготовки программ для станков с ЧПУ, сочетающей простоту использования и функциональную мощь. Базовый функционал системы можно расширять посредством добавления специализированных модулей. Интуитивно понятный пользовательский интерфейс предоставляет простой доступ к функциям управления геометрией, инструментом, траекториями, верификацией и постпроцес-

сированием. Гибкие методы программирования позволяют быстро создавать оптимальные программы обработки. Отлаженные процессы обработки можно сохранять и применять повторно, используя базу знаний. Полная ассоциативность между геометрией, параметрами процесса и траекториями позволяет быстро изменять модель и параметры обработки и автоматически получать скорректированные траектории. Интерфейс программы переведен на множество языков, включая русский.

По полученному чертежу создается 3D модель (рис.2) в CAD системе (если заказчик не предоставил готовую модель), которая будет использоваться для описания траекторий движения инструмента. Взаимодействие программных продуктов различных компаний обеспечивается путем использования единых международных стандартов хранения 3-х мерных моделей деталей с богатым набором настроек процесса обмена (форматы DXF/DWG, ACIS SAT, Parasolid, VDAFS, STEP AP203 и 214). Возможен также прямой доступ к информации распространенных CAD-систем.

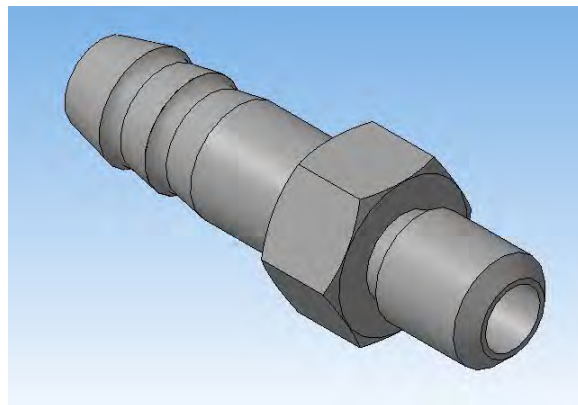


Рис. 2. 3D модель детали

После создания модели детали приступают к разработке управляющей программы для станка. На данном этапе необходимо определиться с используемым станком или станками, их характеристиками, параметрами рабочей зоны, обрабатываемыми координатами, используемая система NC и т.п.

В САМ системе GibbsCAM v9.3.14 создается новый проект, в котором из библиотеки выбирается тип станка, указываются параметры и материал заготовки, точки смены инструментов станка и т.д. (поз.3 рис.1). Перед созданием операций необходимо вы-

брать инструмент, который будет использоваться для обработки. С помощью специального меню инструмента выбирается необходимый токарный, сверлильный и фрезерный инструменты (поз.4 рис.1). На этом этапе важно учесть стойкость инструмента и его геометрию. Для резца это главный передний угол, угол в плане, задний угол, радиус при вершине, для сверл это длина режущей части и количество заходов спирали. Все эти параметры существенно влияют на процесс обработки и качественные показатели поверхностного слоя и детали в целом. Далее устанавливаются смещения магазина инструмента, длина державок и другие параметры.

При выборе используются базы стандартизированных в ISO режущих пластин и державок, которые можно легко заказать по каталогам различных международных производителей инструмента, таких как AB Sandvik Coromant (Швеция) и IMC Group ISCAR (Израиль). Это также позволяет в процессе подготовки программы указать используемый инструмент и использовать его модели в режиме имитации работы станка.

При необходимости все параметры инструмента можно редактировать (рис. 3) без необходимости заново описывать движения инструмента, при этом пересчет траекторий происходит автоматически.

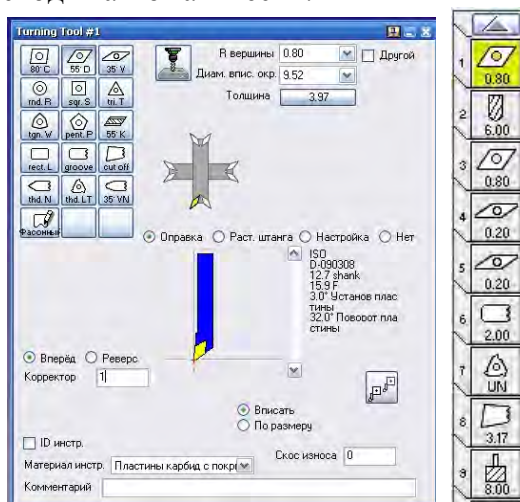


Рис. 3. Параметры инструмента

После выбора инструмента создаются операционные переходы. Поскольку в инструментальном производстве нецелесообразно использование заготовительных операций и используется пруток, первым делом необходимо произвести черновую обработку для

снятия значительного припуска и приближения формы заготовки к форме детали (рис. 4).

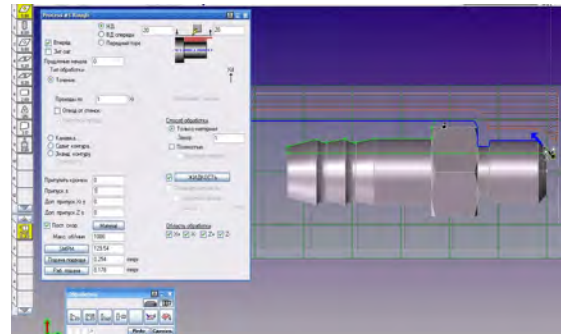


Рис. 4. Создание черновой токарной операции

Для описания траекторий используется «профилировщик», который выделяет в нужной плоскости профили, образующие деталь. По этим профилям задается траектория движения инструмента с указанием начального и конечного элементов, а также начальной и конечной точек обработки (поз.6 рис.1).

Задается припуск, который необходимо оставить для чистового прохода, режимы резания, зона безопасных ходов инструмента и другие параметры (поз.5 на рис.1).

Аналогичным образом создаются другие переходы: нарезание резьбы и сверление центрального отверстия в заготовке.

Для создания фрезерованного перехода используется функция фрезерования по контуру, при этом профилирующая плоскость устанавливается перпендикулярно оси детали. Для более сложных поверхностей возможно использование различных стратегий 4-х и 5-ти координатного фрезерования, таких как фрезерование параллельно кривым или поверхностям, фрезерование колодцев от центра к краям либо от краев к центру, по спирали либо зигзагом и т.п.

Производится верификация перемещений инструмента на модели станка для контроля столкновений инструмента с приспособлениями станка и заготовкой до отработки программы на станке, что позволяет избежать дорогостоящих ошибок (поз.7 рис.1). Встроенный в САМ систему механизм имитации удаления материала точно отображает весь процесс обработки, показывая, как изменение во времени геометрии заготовки, так и все возможные коллизии (рис. 5). Результат расчета можно сравнить с исходной

геометрией модели, обнаружив остатки материала или зарезы.

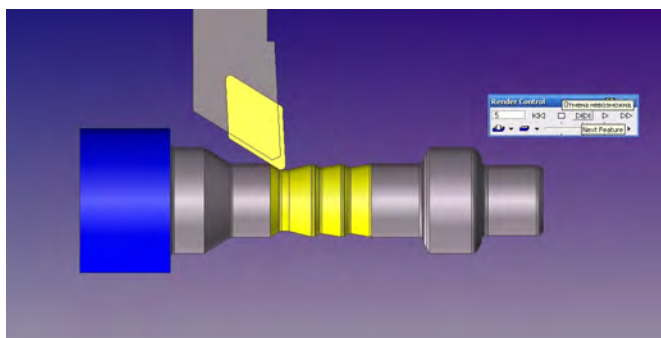


Рис. 5. Верификация движений инструмента

Этот пункт является контрольной точкой алгоритма, через которую осуществляется обратная связь сразу с двумя элементами алгоритма: пункт 4 – «Выбор инструмента и его параметров» и пункт 6 – «Создание траекторий». В случае, если на этапе верификации были обнаружены коллизии, необходимо проанализировать причины соударений заготовки и режущих частей инструмента. По результатам анализа технолог производит корректировку параметров инструмента или выбора других траекторий движения инструмента, которые позволят избежать ошибок.

Для формирования УП используется функция постпроцессирования. На основании заданных траекторий движения инструмента, а также таких параметров обработки, как подача смазывающей охлаждающей жидкости, направления и скорости движения и вращения приводных инструментов и шпинделя станка формируется управляющая программа, которая затем загружается в станок. Выбирается постпроцессор, соответствующий системе УЧПУ станка, задается имя файла программы, после чего выполняется запись УП в автоматическом режиме (поз.8 рис.1).

При необходимости полученный файл управляющей программы можно редактировать вручную, изменяя некоторые параметры обработки либо добавляя новые функции (например, подача СОЖ).

По завершению разработки управляющей программы производится вывод отчета о заготовке, инструментах, используемых при обработке и переходах в формате файла MS-Excel (поз.9 рис.1). Для примера рассмотрим отчет об операциях. Отчет содер-

жит все необходимые данные об операции: режим обработки, машинное время, а также эскиз для большей наглядности (рис.6). Данный отчет необходим при наладке станка. По выведенному отчету также производится заказ необходимого инструмента из каталогов.

Start Condition		CRC	On Workgroup	1	Coordinate	2	Coolant	On	End Condition
Operation	10	Group No.	4	Entry Feed	197	Tool Dia.	8,000		
Tool #	9	Cut Depth	-22,000	Con. Feed	197	Op. Type	Contour		
CRC #	59	Step Depth	10,000	RPM	1940	Tool Type	Spot Face		
Offset #	9	Surf. Stock	TP Length	176	Minutes	0:00:37			
No. Cuts	1	Pos. Stock	0,000	Lbl. Stock		Units Data	Unused		

Рис. 6. Отчет по фрезерной операции

По завершению всех подготовительных этапов производится обработка пробной детали.

Следующий пункт алгоритма – «Контроль заготовки». Деталь отправляется на контроль, где производится проверка соответствия всех размеров заданным в чертеже значениям, а также выполнение других технических требований (шероховатость, микротвёрдость и т.д.).

Этот пункт алгоритма также является контрольной точкой, обеспечивающей обратную связь с пунктами 2 – «Создание 3D модели» и 4 – «Выбор инструмента и его параметров». В случае выхода параметров детали за границы полей допусков технолог производит анализ причин этого выхода и вносит корректировки в 3D модель, изменяя тем самым координаты номинального положения режущего инструмента при обработке, либо изменяя параметры самого инструмента и, как следствие, изменяя режимы обработки.

После внесения всех необходимых корректив производится обработка ещё одной заготовки и её последующий контроль. Если деталь признаётся годной, её можно сдавать заказчику.

Данная методика применяется в реальном производстве на базе САМ центра. Весь комплекс технологических разработок производится одним инженером-технологом в среде единого информационного пространства.

Использование данной методики позволяет сократить время подготовки УП для станка и, как следствие, время наладки и отработки программы для выпуска годных деталей с двух недель до 1...2 дней. Методика

может также успешно применяться с использованием других аналогичных специализированных программных продуктов САМ технологий.

INCREASE OF EFFICIENCY OF TECHNOLOGICAL PREPARATION OF MANUFACTURE ON THE BASIS OF THROUGH USE OF THE INFORMATION TECHNOLOGY

©2009 S. V. Zybanov, V. G. Smelov, N. D. Pronichev, O. S. Surkov

Samara State Aerospace University

In work the technique of increase of productivity and quality of works on preparation of steering programs for machine tools with NC, working off of these programs, a choice of the tool and modes of processing which allow to raise competitiveness of a small enterprise is considered.

Working out NC, working off NC, choice of the tool and processing modes

Информация об авторах

Зыбанов Станислав Вячеславович, студент Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (917) 145-65-53. E-mail: zybanov@gmail.com. Область научных интересов: САМ системы, механическая обработка.

Смелов Виталий Геннадиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры производства двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-47-76. E-mail: Pdla_smelov@mail.ru. Область научных интересов: электрохимическая обработка, PDM системы.

Пronichev Николай Дмитриевич, доктор технических наук, профессор кафедры производства двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-45-79. E-mail: Pdla@ssau.ru. Область научных интересов: электрохимическая обработка, автоматизация технологических процессов, корпоративные информационные системы.

Сурков Олег Станиславович, кандидат технических наук, доцент кафедры производства двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-47-76. E-mail: ossvbm@mail.ru. Область научных интересов: моделирование 5ти осевой отработки в САМ системах.

Zybanov Stanislav Vyacheslavovich, student of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-47-76. E-mail: zybanov@gmail.com. Area of research: CAM systems, processing.

Smelov Vitaliy Gennadievich, candidate of technical science, associate professor of aircraft engine production department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-47-76. E-mail: Pdla_smelov@mail.ru. Area of research: electrochemical processing, PDM systems.

Pronichev Nikolay Dmitrievich, doctor of technical science, professor of aircraft engine production department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-45-79. E-mail: Pdla@ssau.ru. Area of research: electrochemical processing, work flows automation, corporate information systems.

Surkov Oleg Stanislavovich, candidate of technical science, associate professor of aircraft engine production department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-47-76. E-mail: ossvbm@mail.ru. Area of research: modeling 5 axis machining in CAM systems.

УДК 621.454.22.018

ОСОБЕННОСТИ ОТРАБОТКИ ЖРД С СОПЛОВЫМ НАСАДКОМ ИЗ УГЛЕРОД-УГЛЕРОДНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА

© 2009 В. Н. Шнякин, А. Н. Коваленко

Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное», г. Днепропетровск

Представлены особенности экспериментальной стендовой отработки ЖРД с сопловым насадком из УУКМ, в котором стык охлаждаемой части с сопловым насадком совмещён с сечением симметричного вдува отработанного генераторного газа: применение малогабаритной барокамеры, охватывающей только сопловый насадок из УУКМ; выполнение температурных замеров в насадке из УУКМ и применение неразрушающих методов контроля на различных этапах изготовления и эксплуатации сопловых насадков из УУКМ.

Углерод-углеродный композиционный материал, камера двигателя, сопловый насадок, жидкий ракетный двигатель, огневое испытание

Увеличение степени расширения газов в сопле - один из широко используемых в настоящее время способов по повышению удельного импульса тяги ЖРД верхних ступеней космических ракетносителей.

Современное состояние технологии производства углерод-углеродных композиционных материалов (УУКМ) способствует их использованию для изготовления сопловых насадков с большой степенью расширения. К очевидным достоинствам УУКМ следует отнести их низкую плотность (от 1,2 до 1,9 г/см³) и высокие механи-

ческие свойства в рабочем диапазоне температур (900...2500°C). Однако характер зависимости механических свойств различных УУКМ от температуры (рис. 1) показывает, что при нормальной температуре прочность материала соплового насадка из УУКМ меньше, чем в рабочем диапазоне температур.

Кроме того, одной из характерных особенностей УУКМ является низкое значение допустимых деформаций, что приводит к повышенной хрупкости материала УУКМ.

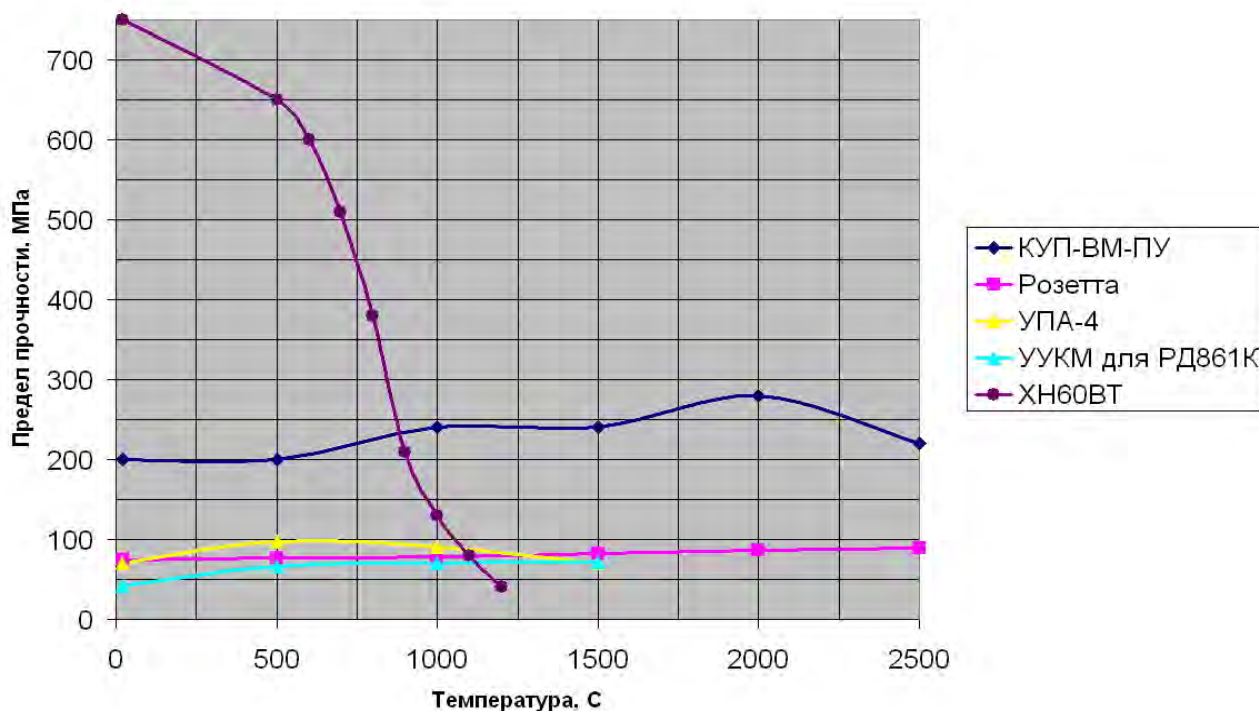


Рис. 1. Характер зависимости механических свойств различных УУКМ (предела прочности при сжатии) от температуры

С другой стороны, при стендовых испытаниях на запуске могут возникать нештатные силовые динамические усилия, значительно превышающие полётные нагрузки. Таким образом, при стендовой отработке ЖРД с сопловым насадком из УУКМ наиболее критичным моментом является проведение запуска двигателя.

При модернизации двигателя 11Д58М, которая включала замену металлического соплового насадка на насадок из УУКМ с увеличенной степенью расширения, для снижения силовых нагрузок при запуске, а также для уменьшения стоимости подготовки и проведения испытаний стендовые огневые испытания двигателя проводились с укороченным сопловым насадком [1], при этом проверялись наиболее нагруженные участки соплового насадка.

Для двигателя РД861К (рис. 2), в котором используется сопловой насадок из УУКМ, такой подход неприемлем, так как по компоновочным соображениям узел стыка соплового насадка из УУКМ с корпусом камеры совмещен с узлом симметричного вдува отработанного генераторного газа в закритическую часть сопла. Такое решение позволило существенно упростить компоновку двигателя и использовать вдув генераторного газа для дополнительного охлаждения сопла. С другой стороны, это привело к повышению температуры конструкции в узле стыка до температуры генераторного газа и смещению, по расчетной оценке за счет размыва вдуваемого газового присте-

ночного слоя, участка с максимальными температурами от места стыка к срезу сопла.

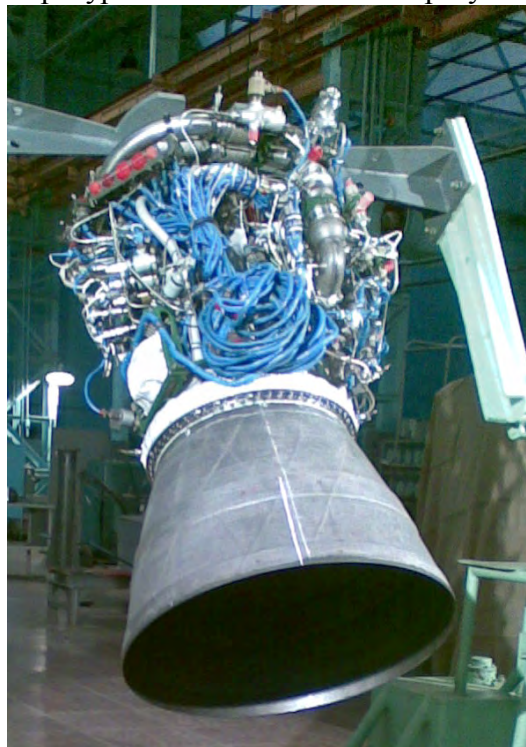


Рис. 2. Двигатель РД 861К с сопловым насадком из УУКМ

Повышение температуры узла стыка в сочетании со значительными отличиями в коэффициентах линейного температурного расширения между УУКМ и материалами корпуса камеры привело к заметным относительным радиальным перемещениям соплового насадка и корпуса камеры, необходимость компенсации которых усложнила конструкцию узла стыка (рис. 3) и потребовала введения упругих силовых элементов.

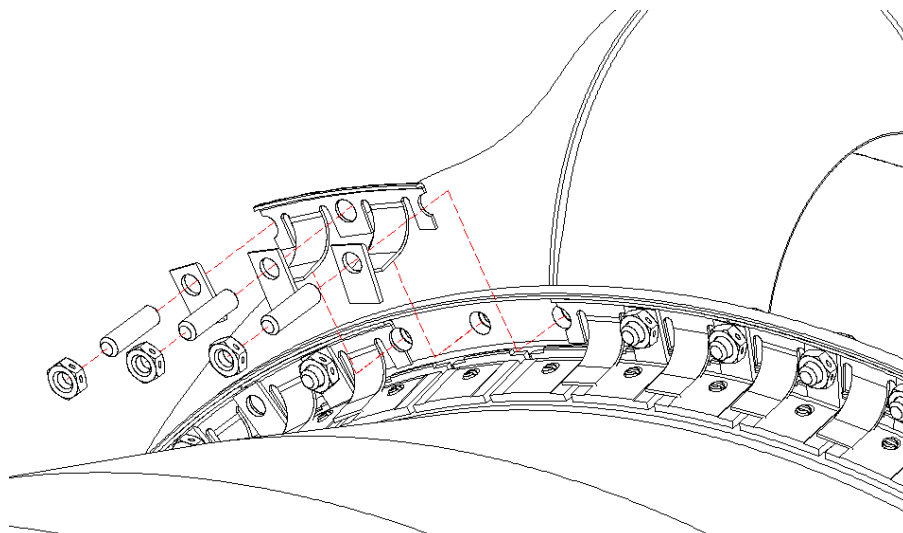


Рис. 3. Узел стыка соплового насадка из УУКМ с корпусом камеры

Смещение участка с максимальными температурами к срезу сопла приводит к необходимости подтверждения в стендовых условиях работоспособности полноразмерного сопла, включающего участок с максимальными ожидаемыми температурами поверхности сопла. Для выполнения такой проверки в идеале необходима барокамера, оснащенная газоежекторной установкой, предназначенной для создания предварительного вакуума во всем объеме барокамеры. Однако создание такой барокамеры очень дорогостоящее и продолжительное по времени мероприятие. Эксплуатация барокамеры также сопровождается большими затратами, обусловленными работой газоежекторной установки. При отработке двигателя РД861К была разработана и использована малогабаритная барокамера, которая создавала условия, приближенные к полетным, только на наружной поверхности соплового насадка (рис. 4). Небольшой дополнительный объем малогабаритной барокамеры позволяет производить вакуумирование ее внутренней полости за счет эжекции основного потока продуктов сгорания.

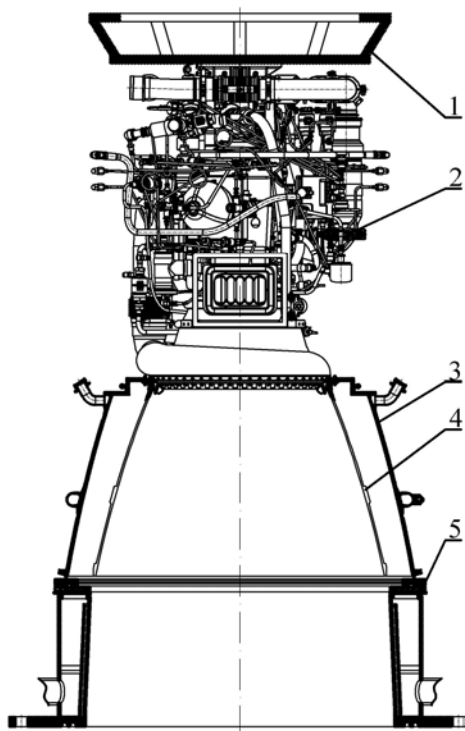


Рис. 4. Двигатель РД861К с вакуумной камерой:
1-рама силоизмерительного устройства; 2-двигатель РД861К;
3-камера вакуумная; 4-насадок из УУКМ; 5-регулирующее кольцо ГДТ

Оценка работоспособности материала соплового насадка и конструкции узла стыка насадка из УУКМ с корпусом камеры производится по результатам огневых испытаний по двум схемам: первая – с минибарокамерой, вторая – в атмосферных условиях без барокамеры.

Испытания по первой схеме проверяют эрозионную стойкость материала соплового насадка в условиях, максимально приближенных к полетным. С этой целью соединение «подвижной» камеры двигателя с «неподвижной» барокамерой должно быть гибким, эластичным и герметичным, а внутренняя поверхность барокамеры, обращенная к соплу, должна поглощать все тепловое излучение от сопла. Конструкция минибарокамеры, состоящая из водоохлаждаемой оболочки без продольного разъема со специально окисленной внутренней поверхностью, полностью удовлетворяет вышеуказанным требованиям.

Испытания по второй схеме требуют меньшей подготовки к проведению испытания и позволяют сделать оценку работоспособности конструкции узла стыка соплового насадка с корпусом камеры и материала УУКМ в более нагруженных условиях. При испытаниях в атмосферных условиях без барокамеры статические напряжения, возникающие в наиболее критичных сечениях, в 5...7 раз превышают полетные нагрузки, хотя направление нагрузки при этом испытании противоположно полетной. Низкая стойкость УУКМ к ударным нагрузкам, неизменно возникающим на запуске, потребовала усовершенствовать конструкцию узла герметизации среза сопла камеры с входом в газоотводящий тракт стенда. Так, если традиционно технологический зазор формировался в радиальном направлении: наружная поверхность сопла – стендовые сегменты и минимизировался для уменьшения подсоса воздуха уменьшением радиальных зазоров до величины 2...3 мм (рис. 5). В этом случае в момент запуска под действием боковых сил возможно соударение среза сопла о стендовые сегменты. Зазор исключает механическую связь между двигателем и неподвижной частью стенда для повышения точности замера тяги.

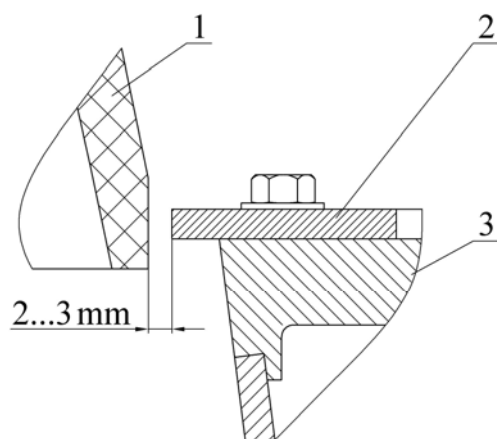


Рис. 5. Технологический зазор между наружной поверхностью сопла и стендовыми сегментами: 1-насадок из УУКМ; 2-сегмент; 3-регулирующее кольцо ГДТ

С целью предотвращения возможности соударений соплового насадка об элементы стендового оборудования была изменена конструкция узла стыка среза соплового насадка со стендовым оборудованием. В модернизированной конструкции зазор формируется в осевом направлении (рис. 6), что в принципе исключает возможность соударения на запуске.

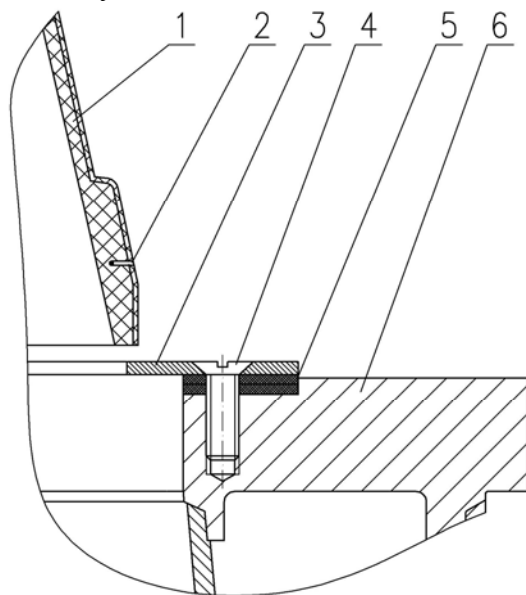


Рис. 6. Модернизированная конструкция узла стыка среза соплового насадка со стендовым оборудованием: 1-насадок из УУКМ; 2-термопара; 3-кольцо; 4-винт; 5- паронитовые кольца; 6-регулирующее кольцо ГДТ

Применение минибарокамеры позволило попутно решить еще одну задачу: защиту соплового насадка от случайных ударных воздействий в процессе сборочно-монтажных и транспортировочных работ. Актуальность данной проблемы продиктована высокой хрупкостью материала УУКМ.

Технологические особенности изготовления УУКМ приводят к получению характерной шероховатой структуры материала на внутренней поверхности сопла, некоторому искажению внутреннего контура в процессе высокотемпературной обработки. Эти особенности, наряду с влиянием вдуваемого в пристеночный слой низкотемпературного газа, затрудняют расчетную оценку величины удельного импульса тяги, поэтому ее необходимо определять экспериментально. Наличие гибкой герметичной мембраны между камерой и барокамерой вносит дополнительную погрешность в определение тяги, поэтому требуется проведение тарировки силоизмерительного устройства. При проведении этой тарировки необходимо учитывать линейные температурные перемещения двигателя в процессе работы и воздействие внешнего атмосферного давления на поверхность гибкой мембраны.

Низкая стойкость УУКМ к ударным нагрузкам обуславливает необходимость проведения неразрушающего контроля на различных этапах изготовления и эксплуатации соплового насадка из УУКМ. Для гарантированного выявления дефектов применялись несколько взаимодополняющих методов контроля. Так, наряду с общераспространенным ультразвуковым методом (рис. 7), внедряются новые методы: электронная ширография и контроль сплошности при помощи тепловизора. Транспортировочные и монтажные операции на огневом стенде – потенциальные источники несанкционированных ударных нагрузок, поэтому установки для проведения неразрушающего контроля используются в мобильном исполнении.

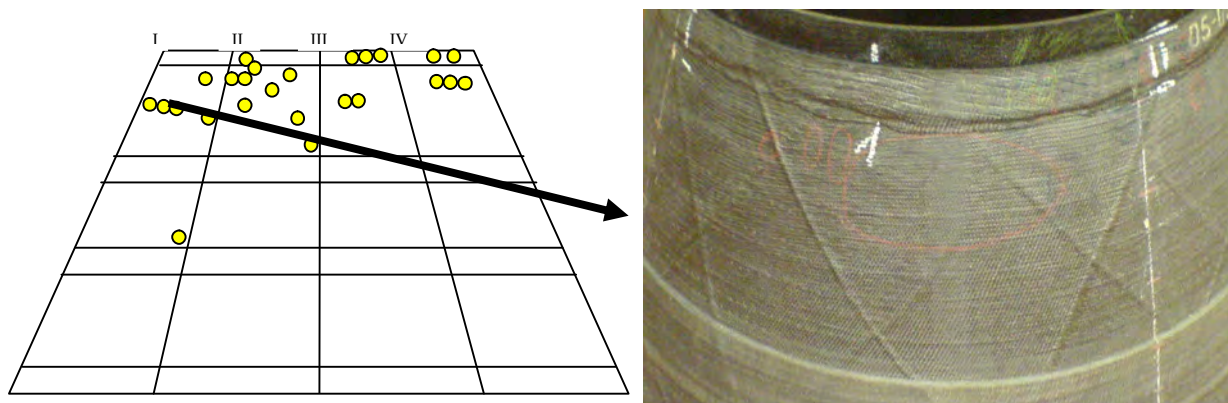


Рис. 7. Результаты контроля УЗК

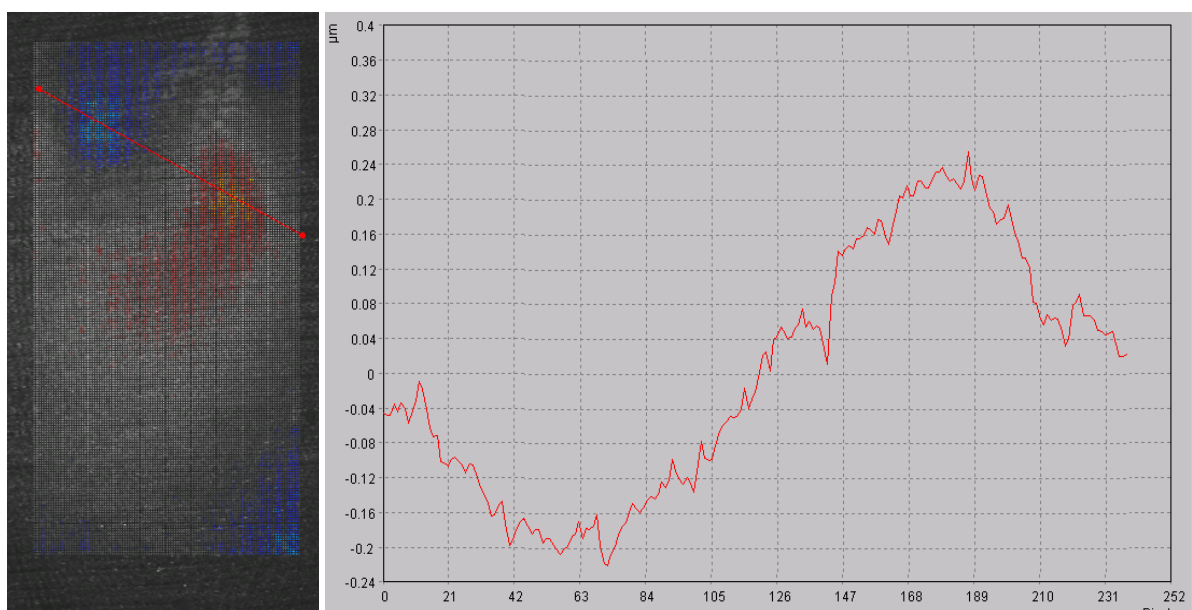


Рис. 8. Дефектная зона, выявленная методом электронной ширрографии

Температура соплового насадка является важной характеристикой, определяющей его работоспособность, особенно если применяется внутреннее охлаждение при помощи симметричного вдува генераторного газа. В настоящее время определение температурного поля может выполняться при помощи тепловизора или термореагирующих покрытий. Эти методы позволяют получить пространственное распределение поверхностных температур на наружной поверхности соплового насадка, оценить окружающую неравномерность, эффективность симметричного вдува. Однако отработка и применение этих методов приводит к существенному увеличению стоимости испытаний, кроме того, эти методы не могут использоваться в полетных условиях.

Замер температур при помощи термопар: широко освоенный и относительно недорогой метод, который может применяться и в полете. Однако это точечная оценка теплового состояния, поэтому место установки термопар, тип термопар и их количество требуют тщательного анализа. Кроме того, для организации измерений температуры на УУКМ необходимо модернизировать и способ установки термопар. Традиционно используемый способ установки термопар – при помощи точечной сварки и металлической фольги – для насадков из УУКМ не подходит. Замена сварки на клеевое соединение не позволяет получить требуемой прочности соединения.

В процессе отработки опытной конструкции были опробованы различные способы установки и крепления термопар на со-

пловой насадок из УУКМ. Термопары, установленные при помощи клеевого соединения, больше одного огневого испытания не выдерживали, при этом часть термопар отрывались уже на запуске. Наилучшие результаты показали два способа: фиксация

спая термопары при помощи термостойких упругих элементов (рис. 9) и установка термопары в наклонное глухое отверстие до упора в дно и фиксация термостойким клеевым составом (рис. 10).

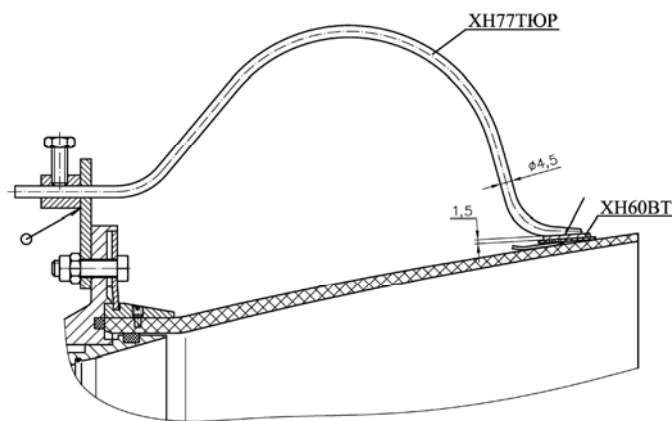


Рис. 9. Измерение поверхностной температуры насадка из УУКМ при помощи термостойких упругих элементов

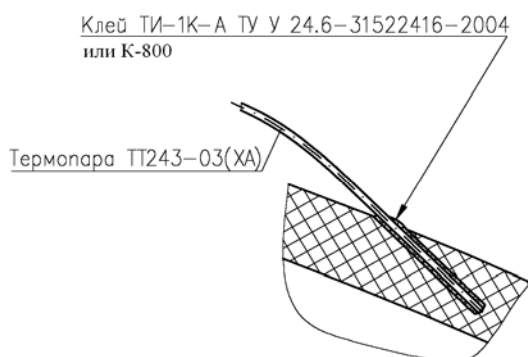


Рис. 10. Установка термопары в отверстие до упора в дно с фиксацией термостойким клеевым составом

Для малогабаритной опытной установки лучшие результаты показал первый способ, при этом показания температур относительно традиционного способа увеличились за счет приближения к истинной температуре на $200...250^{\circ}\text{C}$, простой монтаж/демонтаж термопары позволяет их повторно использовать. Для более габаритных сопловых насадок целесообразно применение второго способа, в этом случае контролируется не температура наружной поверхности, а темпера-

тура материала вблизи огневой поверхности (что более представительно).

Применительно к сопловому насадку камеры двигателя РД861К при выборе мест установки термопар необходимо учитывать и особенности конструкции насадка: сопловой насадок в стендовом исполнении имеет два силовых кольцевых усиления, в которых и целесообразно выполнять установку термопар. В любом случае с целью повышения надежности закрепления термопар целесообразно иметь максимально возможную глуби-

ну отверстия под термопару, для чего эти отверстия необходимо выполнять наклонными.

05873; заяв. 29.05.2006; опубл. 10.03.2009, Бюл. № 5. – 14 с.

Библиографический список

1. Патент Украины №85854. Пристрій кріплення соплового насадка з композиційного неметалічного матеріалу до камери рідинного ракетного двигуна [Текст] / В.Н. Шнякин, А. Н. Коваленко, В. Г. Переверзев, Р. А. Марчан (Украина).- № а 2006

References

1. Patent of Ukraine # 85854. Device of the nozzle extension from composite non-metallic material fastening to combustion chamber of a liquid rocket engine [Text]/ V.N. Shnyakin, A.N. Kovalenko, V.G. Pereverzyev, R.A. Marchan (Ukraine). - # a 2006 05873; appl. 29.05.2006; publ. 10.03.2009, bulletin # 5. – 14p.

EXPERIMENTAL DEVELOPMENT OF THE LRE WITH CCCM NOZZLE'S EXTENSION

© 2009 V. N. Shnyakin, A. N. Kovalenko

Yuzhnoye State Design Office, Dnepropetrovsk, Ukraine

The peculiarities of experimental stand development of LRE with a nozzle extension from CCCM are presented, in which the zone of the cooling part mating with nozzle extension is combined with a section of symmetrical injection of the waste generator gas: application of small-size vacuum cell embracing only the CCCM nozzle extension; temperature measurement in the nozzle extension and application of the nondestructive methods of control at different phases of manufacture and exploitation of the CCCM nozzle extension.

Carbon-carbon composite material, combustion chamber, nozzle extension, liquid rocket engine, firing tests

Информация об авторах

Шнякин Владимир Николаевич, академик МАА, начальник конструкторского бюро двигательных установок Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Коваленко Андрей Николаевич, начальник отдела Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Shnyakin Vladimir Nikolaevich, IAA academician, Head of Propulsion System Designer of Spacecraft, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Kovalenko Andrey Nikolaevich, Head of Department, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

УДК 621.454.22.018

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ БОКОВЫХ УСИЛИЙ,
ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КАМЕРУ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ЗАПУСКЕ В БАРОКАМЕРЕ**

©2009 В. Н. Шнякин, А. Н. Коваленко, В. Н. Коваленко, А. В. Родькин, А. П. Макотер

Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное», г. Днепропетровск

Представлены результаты экспериментальных работ по определению боковых усилий, действующих на высотную камеру ЖРД при запуске в барокамере. Боковые усилия определены при помощи датчиков, установленных в стяжных креплениях камеры двигателя, полученные результаты пересчитывались в физические величины на основании статической и динамической калибровки датчиков.

Камера двигателя, жидкий ракетный двигатель, боковое усилие

При углубленных исследованиях динамических процессов, происходящих в ЖРД, возникают новые задачи, одной из которых является определение боковых усилий, действующих на камеру сгорания в процессе запуска двигателя.

Для оценки величин боковых усилий, возникающих на запуске и на режиме, была проведена специальная экспериментальная работа. Боковые силы определялись для ЖРД тягой 250 кг, работающего на компонентах АТ+НДМГ, с геометрической степенью расширения сопла ~100. Испытания проводились в барокамере, оснащенной газэжекторной установкой с вертикальным расположением камеры двигателя.

Поток продуктов сгорания всегда имеет некоторую неравномерность поля давлений, обусловленную схемой организации рабочего процесса. На запуске степень неравномерности всегда выше, так как динамические процессы заполнения трактов, опережение одного из компонентов топлива оказывают существенное влияние на смешение и горение. На запуске, как правило, присутствует турбулентное догорание компонентов топлива в закритической части сопла, которое также приводит к дополнительной неравномерности поля давлений. На неравномерность газового потока оказывают влияние и технологические особенности изготовления камер двигателя: отклонение от круглости критического сечения; искривление оси сверхзвуковой части сопла, обусловленное изготовлением сопла из нескольких блоков; отклонения от идеального контура, обусловленные погрешностями при механической обработке, термическими де-

формациями при пайке и влиянием сварочных усадок при соединении блоков между собой (так называемая «корсетность»).

Кроме того, запуск в барокамере имеет ряд особенностей, которые могут повлиять на оценку составляющих боковых усилий, обусловленных собственно внутрикамерными процессами. К ним относятся:

- наличие противодействия, что приводит при большой степени расширения сопла к появлению дополнительных динамических эффектов при движении скачка уплотнения по соплу;

- возвратные течения продуктов сгорания из ГДТ в барокамеру, возникающие в период запуска камеры и ГДТ;

- механические колебания двигателя, обусловленные жесткостью и массой тягоизмерительного устройства: их влияние можно будет устранить, используя отличие резонансных частот двигателя и оборудования.

Все эти факторы, как определяющие рабочие процессы, так и технологические особенности изготовления несут, как правило, случайный характер и зависят от каждого узла индивидуально.

Поэтому выход скачка уплотнения из сопла камеры двигателя при запуске всегда сопровождается появлением дополнительной боковой силы, обусловленной неравномерным, быстроменяющимся полем давления, действующего на боковую поверхность сопла. На практике выполнение расчетной оценки этого явления крайне затруднительно. Однако для камер ЖРД высотных ступеней, с большими соплами, возникновение на запуске боковых сил может приводить не

только к появлению возмущений на ступень, но и к разрушениям конструкции.

В основу метода определения боковых усилий были положены результаты измерений усилий в стяжках крепления двигателя датчиками силы (тип – ЛХ-144). Кроме того, их использование позволило определить прямыми измерениями усилия, действующие в интерфейсах электромеханического привода, а также передаваемые от камеры двигателя на плиту ступени.

Оценка пространственных колебаний конструкции при работе двигателя производилась с помощью тензорезисторов (4 тензомоста), установленных на поверхности этих стяжек, а также с помощью 16 виброакселерометров, установленных в местах крепления стяжек к камере ЖРД и на цилиндрическом участке камеры в двух плоскостях и в трех взаимноперпендикулярных направлениях. Для оценки влияния температуры на стяжки рядом с тензорезисторами были установлены температурные датчики.

Датчики ЛХ-144 тензометрического типа, поэтому, по аналогии связи между силой и перемещением в колебательной системе, связь между боковой силой и сигналом датчика принималась в виде

$$S(t) = \int_0^t F(\tau) \cdot K(t - \tau) d\tau, \text{ т.е. механическая}$$

система рассматривалась как линейный фильтр с импульсной переходной функцией $K(t - \tau)$, на входе которого – боковая сила $F(\tau)$, а на выходе – сигнал датчика $S(t)$.

Импульсные переходные функции системы определялись по экспериментальным данным, полученным в ходе динамической тарировки системы с применением реально-го, полностью обвязанного двигателя.

Датчик ЛХ-144 перед проведением испытаний был откалиброван на специальном стенде в частотном диапазоне от 0 до 300 Гц, полученная тарировочная характеристика – по пересчету замеренных данных в физические величины.

Статическая калибровка выполнялась для двух случаев нагружения в плоскостях расположения стяжек. По первой схеме нагружения боковая нагрузка создавалась в горизонтальной плоскости перпендикулярно оси камеры. По второй схеме усилие при-

кладывалось под углом около 45° к оси камеры. Нагрузка составляла от 0 до 170 кгс с интервалом 20 кгс и выполнялась в прямом и обратном направлениях. При второй схеме нагружения кроме бокового усилия создавалось еще и осевое усилие, частично имитирующее тягу камеры двигателя.

Для получения динамических свойств системы имитировалось ступенчатое изменение боковой силы с записью показаний датчиков, установленных в стяжках и в нагрузочном устройстве. Динамические усилия поочередно прикладывались к камере в плоскостях расположения датчиков, под углом 90° и 45° к оси, в диапазоне от 0 до 80 кгс с интервалом 20 кгс. Динамическое усилие создавалось путем резкого снятия предварительно приложенной статической нагрузки. Пример изменения калибровочных усилий показан на рис. 1, а графики изменения сигналов датчиков в стяжках – на рис. 2 и 3. На основании этих измерений получены импульсные переходные функции системы для датчиков ТС1 и ТС2 при различных величинах и направлениях приложения калибровочных сил (см. рис. 4 и 5).

Анализ полученных данных показал следующее:

- время изменения калибровочного усилия не превышало 1...1,5мс, что свидетельствует о достаточной крутизне фронта изменения усилия;
- импульсные переходные функции $K(t)$, полученные по показаниям датчиков в двух плоскостях, практически совпали;
- импульсные переходные функции $K(t)$, определенные при различных уровнях нагружения (при $F > 20 \text{ кгс}$), мало отличаются, основная частота колебаний системы неизменна, что говорит о линейном поведении системы;
- импульсные переходные функции $K(t)$, полученные при различных углах (к оси камеры сгорания) приложения сил, практически не отличаются, что позволяет упростить постобработку, не учитывая изменения тяги. Это объясняется тем, что узел качания имеет осевую жесткость, которая на несколько порядков больше, чем жесткости стяжек;
- основная частота колебаний системы практически совпадает с результатом опре-

деления резонансных частот двигателя при виброиспытаниях.

В процессе проведения статической калибровки были проведены замеры радиального перемещения среза сопла под действием бокового усилия. Зависимость величины радиальных перемещений от боковой нагрузки имеет линейный характер. При усилии 170 кгс суммарные перемещения достигают 14...15 мм, что объясняется, в основном, деформациями силоизмерительного устройства.

Ввиду того, что сформулированная задача восстановления бокового усилия по результатам измерений усилий в тягах являет-

ся не корректно поставленной, в дальнейшем при обработке сигналов использовались алгоритм регуляризации А.Н. Тихонова [1] и программа, реализующая этот алгоритм. Ее настройка проведена на основе результатов динамической калибровки. На рис. 6 и 7 показаны результаты калибровки и импульсная переходная функция системы, а на рис. 8 – сравнение восстановленного по этим данным воздействия с записью калибровочного ступенчатого усилия.

На основе такого анализа был сделан вывод об удовлетворительном качестве восстановления калибровочной силы.

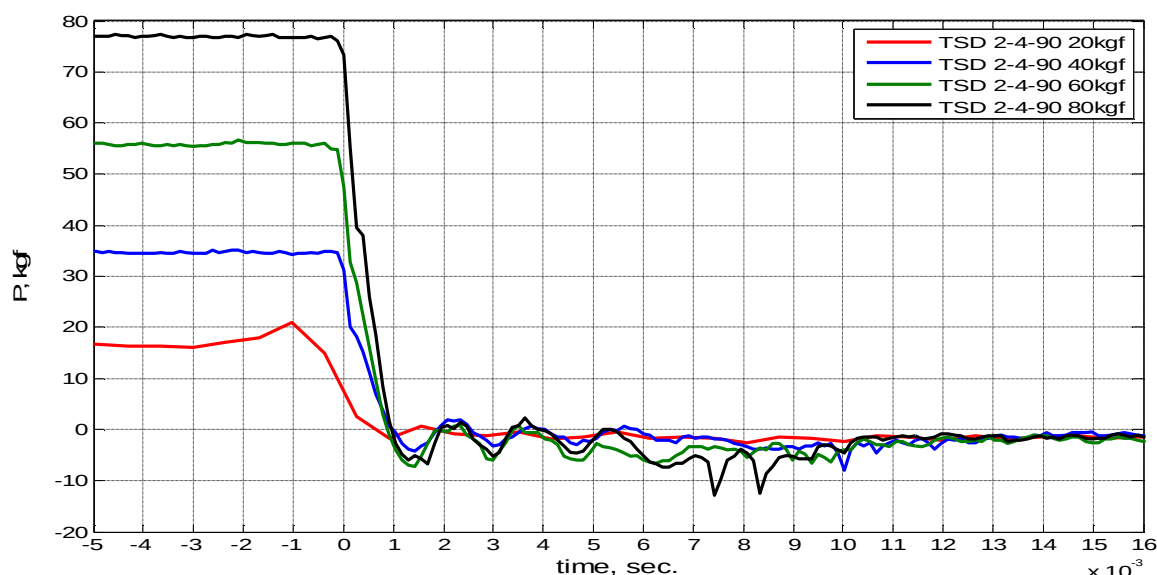


Рис. 1. Динамическая калибровка датчиков ЛХ-144, угол 90°

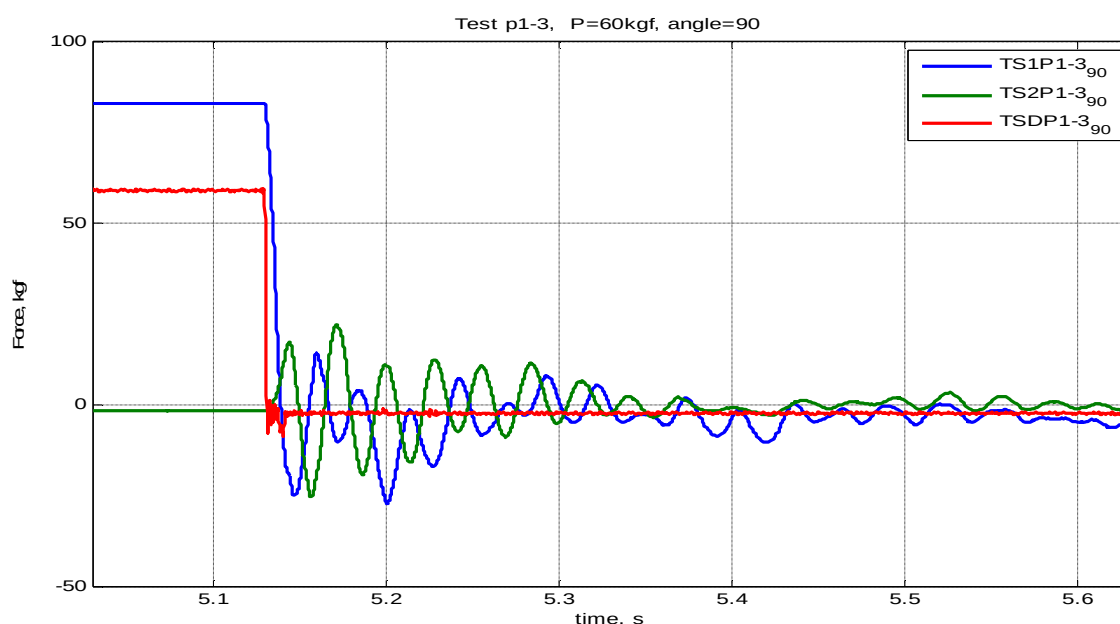


Рис. 2. Показания датчиков, установленных на стержнях, при нагружении силой 60кг под углом 90°

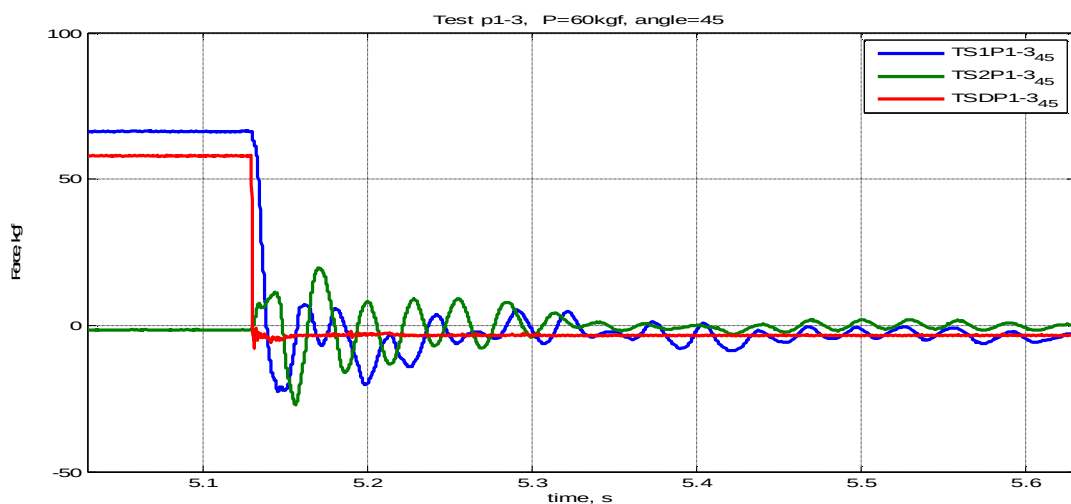


Рис. 3. Показания датчиков установленных на стяжках, при нагружении силой 60кг под углом 45°

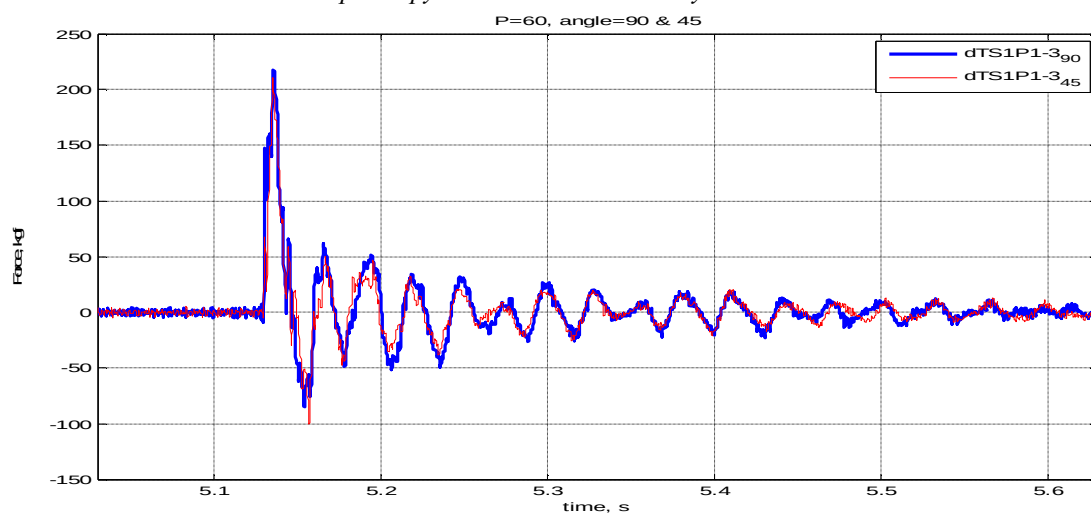


Рис. 4. Импульсная функция для случая нагружения силой 60кг под углом 45° и 90° , определенная по датчикам, установленным на стяжках, лежащих в плоскости действия силы

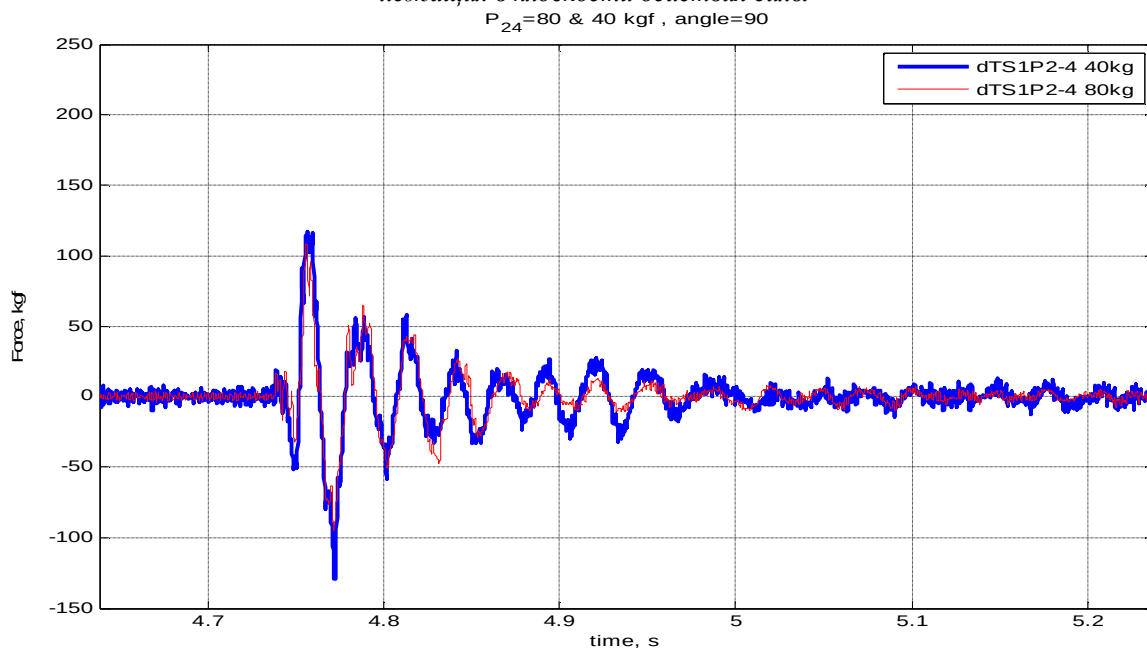


Рис. 5. Импульсная функция для случая нагружения силой 40кг и 80кг под углом 90° , определенная по датчикам, установленным на стяжках, лежащих перпендикулярно плоскости действия силы

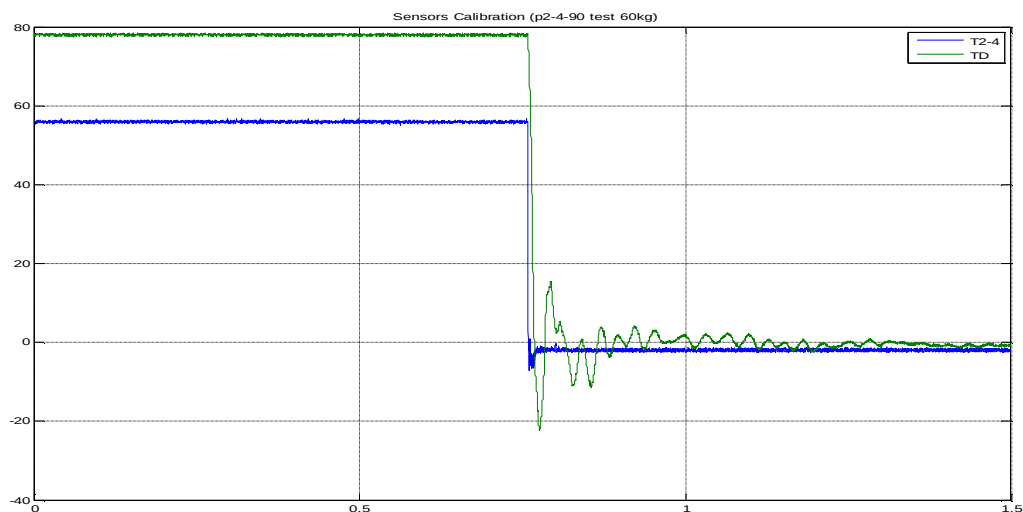


Рис.6. Нагружение силой 60кг под углом 90°.
Показания датчика установленного на стяжке в плоскости действия силы

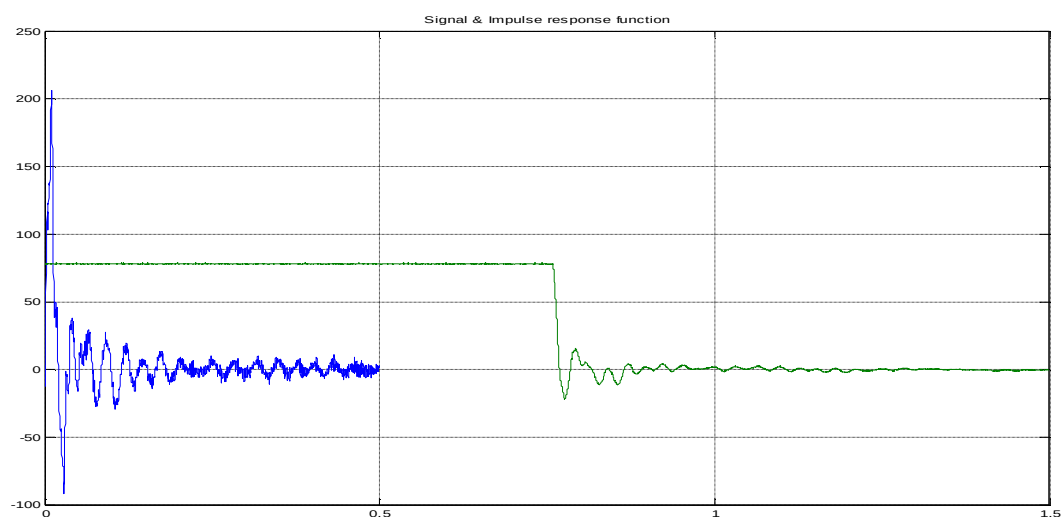


Рис. 7. Калибровочный сигнал и его импульсная функция

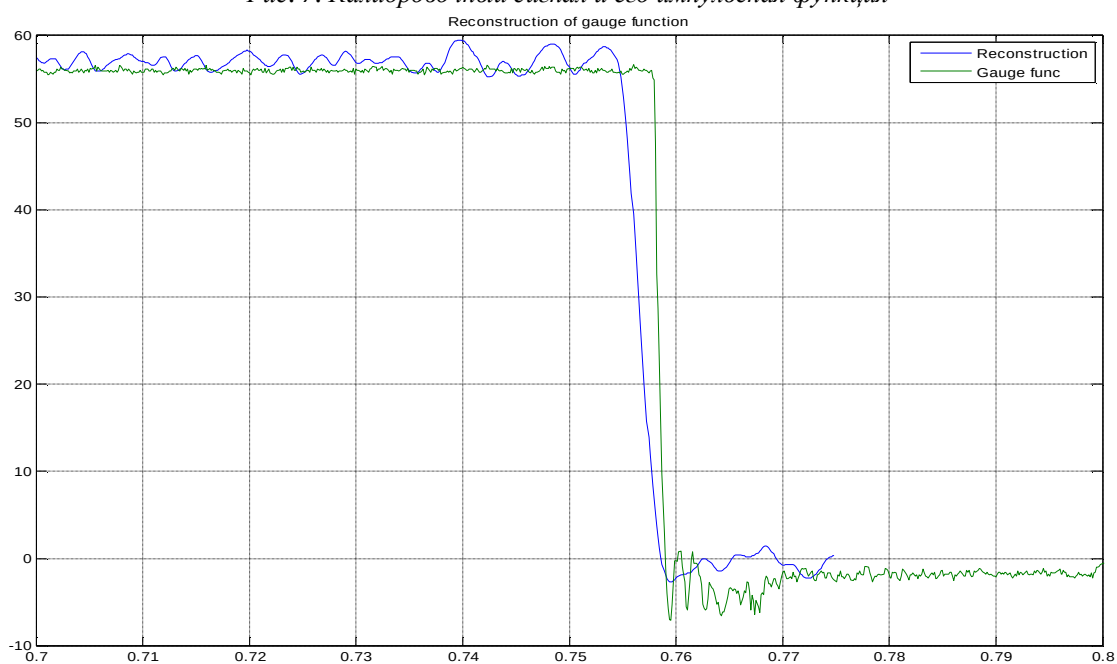


Рис. 8. Восстановленный по результатам динамической тарировки сигнал

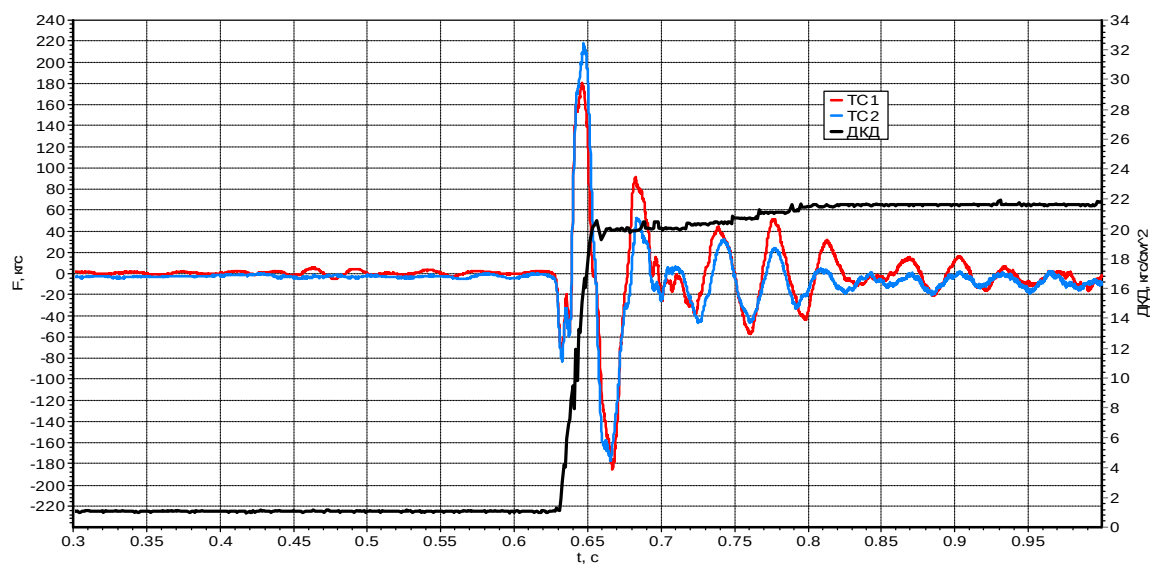


Рис. 9. Зарегистрированные усилия в период "холодного" запуска двигателя

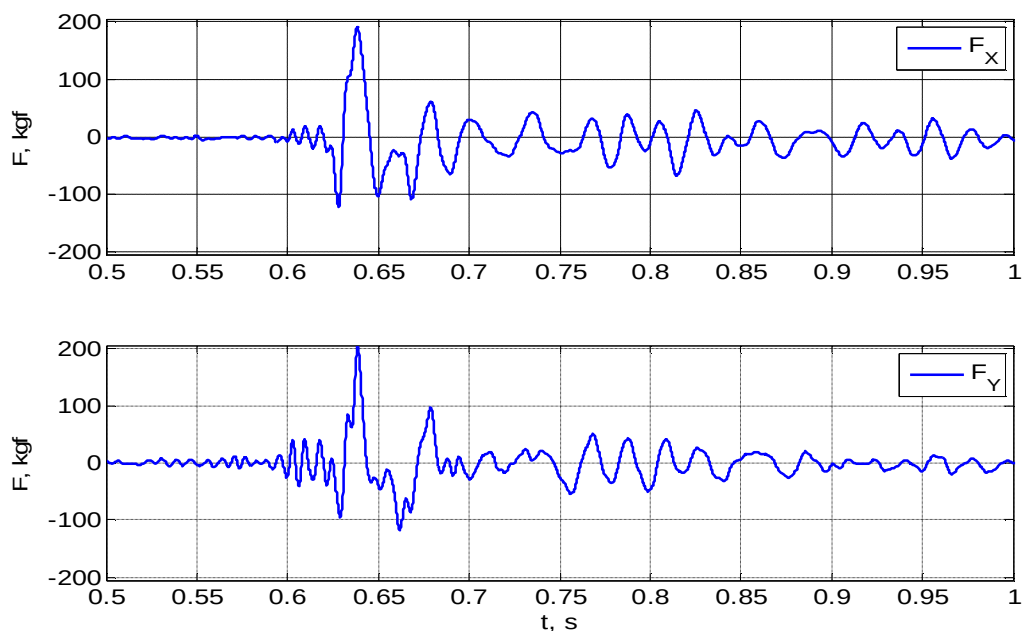


Рис. 10. Проекция бокового усилия на оси координат в период "холодного" запуска двигателя

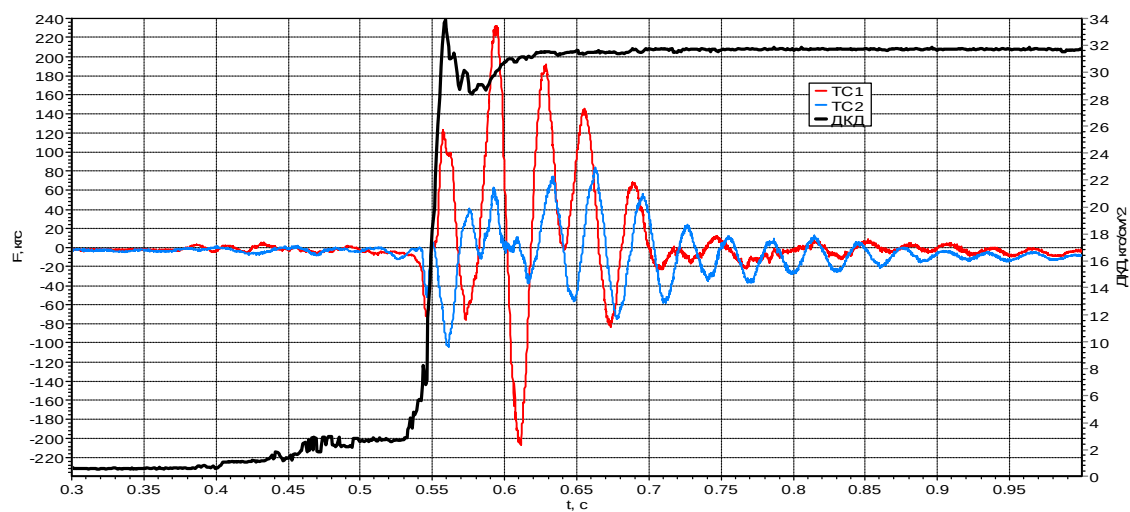
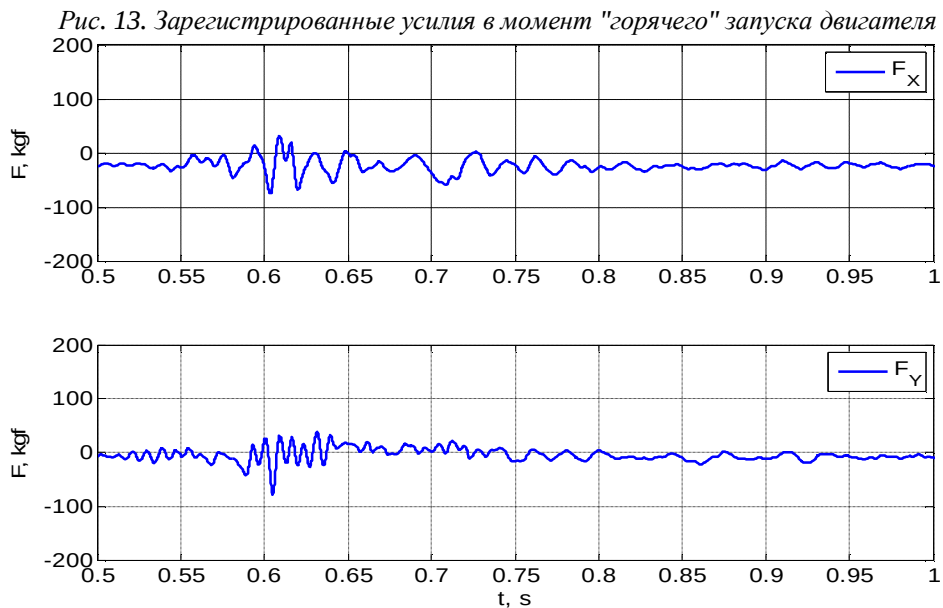
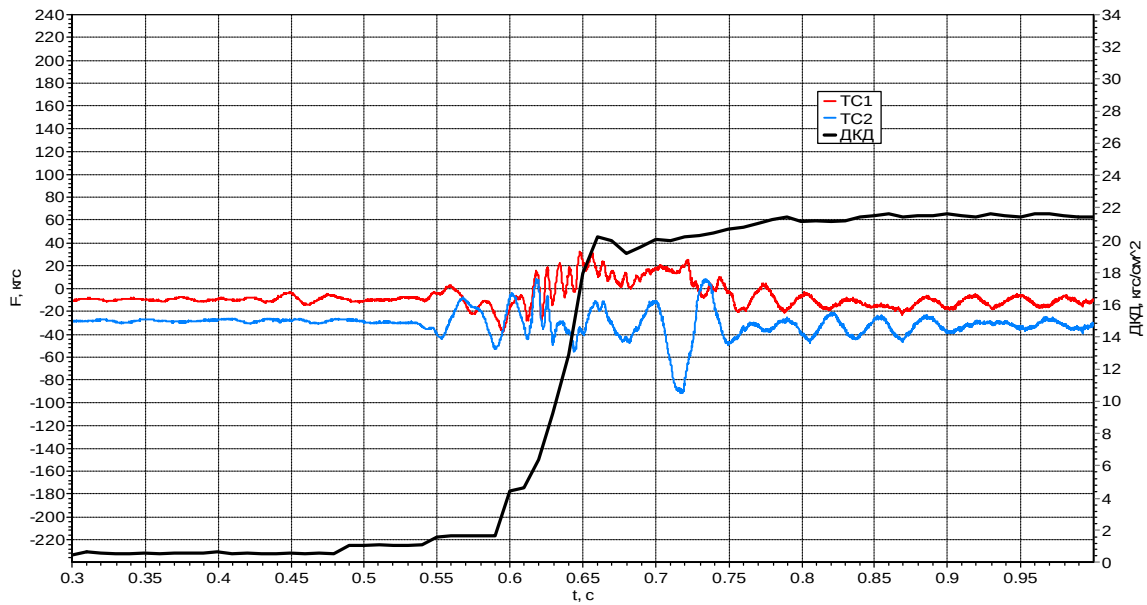
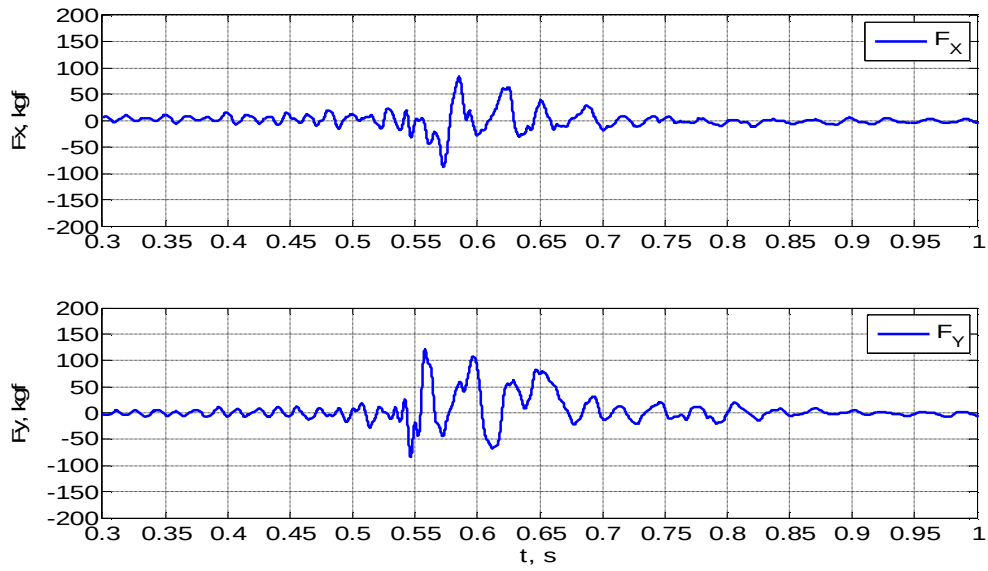


Рис. 11. Зарегистрированные усилия в момент запуска двигателя на предступень



Измеренные усилия в стяжках и восстановленные по ним составляющие боковых усилий, возникающих при запуске двигателя, представлены на рис. 9-14.

Двигатель испытывался в барокамере, давление среды в ней на момент запуска равнялось $\approx 0,08 \text{ кгс/см}^2$. Запуски двигателя осуществлялись многократно, при различной продолжительности пауз между включениями. Стенки барокамеры неохлаждаемые, поэтому температуры конструкции перед каждым последующим запуском повышались, что приводило к заметному изменению динамических характеристик запуска. Поэтому результаты определения боковых сил разбиты на три группы:

– «холодный» запуск;

– «горячий» запуск;

– запуск на повышенную предступень – этот тип запуска обусловлен необходимостью обеспечения гарантированного безотрывного истечения газов из сопла при длительной работе двигателя.

Анализ полученных данных показал следующее: в процессе запуска зарегистрированы боковые усилия продолжительностью $0,1 \div 0,15 \text{ с}$, с пиковыми значениями составляющих до 220 кгс . Усилия зарегистрированы в процессе роста давления в камере сгорания от 8 до 14 кгс/см^2 .

Наибольшие значения сил возникают при «холодных» запусках и запусках на предступень. Малые значения усилий, зарегистрированные при «горячих» запусках, связаны, по-видимому, с тем, что в началь-

ной фазе «горячего» запуска происходит более интенсивное кипение окислителя в трактах двигателя, что существенно снижает массу окислителя, накопленную в камере к моменту воспламенения, и приводит к более «вялому» набору давления в камере.

Время начала динамических процессов и их продолжительность подтверждаются записями датчиков вибраций и тензорезисторов. Тензорезисторы реагируют на заполнение магистралей двигателя и на рост давления в камере. Показания датчиков указывают на пространственные колебания конструкции, включающие вращение сборки вокруг оси камеры.

Дальнейшие работы будут направлены на улучшение оценок боковых сил за счет учета этих особенностей и дополнительной информации, полученной с помощью акселерометров.

Библиографический список

1. Тихонов, А.Н. Численные методы решения некорректных задач / А.Н. Тихонов, А.В. Гончарский, В.В. Степанов, А.Г. Ягола. – М.: Наука, 1990.

References

1. Tihonov, A.N. Numerical methods of the decision of incorrect problems / A.N. Tihonov, A.V. Goncharskiy, V.V. Stepanov, A.G. Yagola. – Moscow, Nauka, 1990.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE SIDE FORCES ACTING ON THE COMBUSTION CHAMBER IN THE ALTITUDE CHAMBER AT STARTUP

© 2009 V. N. Shnyakin, A. N. Kovalenko, V. N. Kovalenko, A. V. Rod'kin, A. P. Makoter

Yuzhnoye State Design Office, Dnepropetrovsk, Ukraine

Results of experimental development are presented on determination of lateral loads, acting onto a high-altitude chamber during startup in the vacuum cell. The lateral loads were determined by sensors installed in CC fastenings; the obtained results were re-accounted into physical values on the basis of static and dynamic calibration of sensors.

Combustion chamber, liquid rocket engine, lateral load

Информация об авторах

Шнякин Владимир Николаевич, академик МАА, начальник конструкторского бюро двигательных установок Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Коваленко Андрей Николаевич, начальник отдела Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Коваленко Виктор Николаевич, начальник отдела Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Родькин Андрей Владимирович, ведущий инженер Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Макотер Александр Петрович, ведущий инженер Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Shnyakin Vladimir Nikolaevich, IAA academician, Head of Propulsion System Designer of Spacecraft, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Kovalenko Andrey Nikolaevich, Head of Department, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Kovalenko Viktor Nikolaevich, Head of Department, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Rod'kin Andrey Vladimirovich, leading engineer, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Makoter Aleksandr Petrovich, leading engineer, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

УДК 621.822.3

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗЕМЛЕТРЯСЕНИЙ НА ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ФРИКЦИОННЫХ МАЯТНИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ (СЕЙСМОИЗОЛЯТОРОВ)

© 2009 Ю. Н. Дроздов¹, В. А. Надеин², В. Н. Пучков¹, М. В. Пучков¹

¹Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН, г. Москва

²НГБ «Энергодиагностика», г. Москва

Фрикционные маятниковые подшипники (ФМП) имеют универсальные свойства, удовлетворяющие различным требованиям при эксплуатации зданий, мостов и промышленных сооружений. Могут быть обеспечены динамические периоды колебаний от 1 до 5 с, смещения до 1,5 м, высокая несущая способность и демпфирование. Подшипники могут выдерживать вертикальную нагрузку до 13,5 тыс. тонн и имеют минимальную стоимость конструкции. В работе представлены сведения о влиянии землетрясений и других силовых воздействий на тепловые свойства и трибологические характеристики ФМП, применяемых в качестве сейсмоизоляторов на нефтяных платформах проекта «Сахалин-2».

Землетрясения, сейсмоизоляция, трение, маятниковые подшипники скольжения, антифрикционные материалы, трение, тепловое состояние, долговечность

Землетрясение (по-гречески «сеймос») – это явление, проявляющееся в виде толчков и упругих колебаний земной поверхности, возникающих вследствие разрядки напряжений, чрезмерно накопившихся в очаге землетрясения [1-3].

Землетрясение занимает одно из первых мест среди природных катастроф по разрушениям, числу жертв, деструктивному воздействию на среду.

Понятие сейсмического риска – это вероятность потерь от землетрясений за определенный промежуток времени в соответствии с сейсмической опасностью и уязвимостью объектов (число возможных жертв, экономический и экологический ущерб и т.п.).

Методы прогнозирования чрезвычайных ситуаций (ЧС) можно разделить на два вида:

- методы прогнозирования возникновения ЧС;
- методы прогнозирования последствий ЧС.

Интегральными показателями риска ЧС являются частоты – математическое ожидание числа ЧС в год и математическое ожидание ущерба от ЧС в год.

Распространение деформаций имеет волновой характер. Объемные волны: продольные, которые на сейсмограммах регистрируются первыми, поэтому обозначаются символом *P* (от англ. primary – первичные), и поперечные регистрируемые вторыми,

обозначаемые символом *S* (от англ. secondary – вторичные).

Поверхностные волны: Рэлея и Лява. Поверхностные волны Рэлея и Лява образуются сложными колебаниями частиц поверхности Земли – для волн Лява плоскость эллипсов ориентирована горизонтально, для волн Рэлея – вертикально. В целом колебания частиц Земли напоминают эллипсы.

Скорости распространения продольных (V_p) и поперечных (V_s) волн выражаются:

$$V_p = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1+\nu)(1-2\nu)}}, \quad V_s = \sqrt{\frac{E}{2\rho(1+\nu)}},$$

где E – модуль Юнга, ν – коэффициент Пуассона, ρ – плотность горной породы.

$$\text{Отношение } \frac{V_p}{V_s} = 1,3...1,6 \text{ (для большинства горных пород, высоко-пористых газонасыщенных),}$$

1,5...2 (для сцементированных скальных или водо- и нефтенасыщенных пород), 2...3 (для рыхлых, плохо сцементированных пород типа песков, глин).

Интенсивность толчка – это мера проявлений колебаний и разрушений, вызванных землетрясением по мере удаления от очага (т.е. картина пространственного затухания энергии землетрясения), магнитуда – мера высвобожденной при толчке энергии сейсмических волн [1-4]. Магнитуда (M) является наиболее универсальной и физически обоснованной характеристикой землетрясе-

ния. Это безразмерная величина, характеризующая общую энергию упругих колебаний, вызванных землетрясением, которая находится в пределах от 0,0 до 9,0.

Первая шкала магнитуд землетрясений была предложена в 1935 г. Ч.Ф. Рихтером. В настоящее время используется несколько магнитудных шкал.

Энергия землетрясений (E) – это величина потенциальной энергии, которая освобождается в виде кинетической энергии после разрядки напряжений в очаге и, достигая поверхности Земли в виде упругих сейсмических волн, вызывает колебания.

Для расчетов упругой энергии с 1956 г. пользовались эмпирической зависимостью Гутенберга – Рихтера:

$$\lg E = b + aM,$$

где E – энергия, эрг, M – сейсмическая магнитуда. Для сильных землетрясений $b = 11,8$; $a = 5$, для слабых $b = 11$; $a = 1,8$.

Интенсивность (I) сотрясений по 12^{ти} – балльной шкале может быть определена:

$$I = a + bM + c \lg C,$$

где M – магнитуда землетрясения, C – гипоцентральное расстояние, a , b , c – региональные константы. Для территории России константы: $a = 3$, $b = 1,5$, $c = 3,5$.

Интенсивность сейсмических колебаний грунта на поверхности Земли измеряется в баллах.

Для оценки интенсивности используют шкалы интенсивности: MSK, Росси-Фореля, модифицированную шкалу Меркалли и др. Интенсивность сейсмических колебаний I на поверхности определяется шкалой интенсивности.

Магнитуда и энергия характеризуют силу землетрясения в его очаге.

Физические параметры колебаний.

Строителей интересует, в первую очередь, физические параметры колебаний, такие как величина смещения грунта, скорость смещения, ускорение, а также спектральный состав и длительность.

Интенсивность землетрясений зависит от его силы, глубины залегания очага, качества грунтов, может быть определена по двенадцатибалльной Международной сейсмической шкале MSK-64 (шкале Меркалли).

Сейсмическая опасность при землетрясениях определяется интенсивными колебаниями грунта и вторичными явлениями: лавины, оползни, обвалы, опускание и перекосы земной поверхности, разжижение грунта, наводнениями при разрушении и прорыве плотин, защитных дамб, пожарами и др.

Сейсмическая шкала используется для оценки интенсивности землетрясения на поверхности Земли.

Причиной землетрясений служат тектонические движения, происходящие в толще Земли.

При землетрясении в очаге возникает целый комплекс колебательных движений, в систему которых вовлекаются поочередно все более и более удаленные от очага частицы. В этом сложнейшем комплексе колебаний некоторые проявляются особенно ярко и в значительной степени определяют форму сейсмограмм. Это – продольные волны, распространяющиеся по толще земного шара со скоростью V_p , достигающей 7-14 км/с. Их можно понимать как реакцию среды на внезапное изменение объема.

Поперечные волны распространяются по толще Земли со скоростью V_s , равной 4...10 км/с. При поперечных волнах частицы колеблются в плоскости, перпендикулярной к направлению сейсмического луча.

При продольных волнах частицы колеблются в направлении распространения волны, т.е. в направлении от очага колебаний к периферии, вдоль так называемого сейсмического луча.

Продольные волны являются следствием сопротивляемости среды изменению объема, для всех агрегатных состояний вещества (твердых, жидких, газообразных).

Поперечные волны возникают в результате сопротивления среды изменениям формы, распространяются только в твердых телах, определяются формулами:

$$V_p = \sqrt{K + 4,3\mu / \rho}$$

$$V_s = \sqrt{\rho\mu}$$

где K – модуль всестороннего сжатия;

μ – модуль сдвига; ρ – плотность среды.

Параметры поражающих факторов землетрясений определяют следующим образом.

Интенсивность землетрясения, выраженную в баллах, рассчитывают по формуле:

$$I_{\delta} = 1,5M - 3,6 \lg \sqrt{R^2 + h^2} + 3,$$

где I_{δ} - интенсивность землетрясения, баллы;

M - магнитуда;

R - эпицентрального расстояние, км;

h - глубина очага, км.

Максимальная интенсивность землетрясения может быть выражена:

$$I_6 = 1,5M - 3,6 \lg 3.$$

Новая шкала оценок сейсмической интенсивности Р.Ш. Инагамова [5]:

Функциональная зависимость К. Рихтера и Б. Гутенберга, шкала сейсмических ускорений грунта имеет вид:

$$\lg a = \frac{I}{3} - 0,5. \quad (1)$$

При значении сейсмической интенсивности, например, $I = 9$ баллов $a = 311 \text{ см/с}^2$, по шкале Канкани $a = 100 \text{ см/с}^2$.

Зависимость С.В. Медведева (1952 г.):

$$\lg a = 0,3I - 0,1. \quad (2)$$

Для 9 баллов $a = 398 \text{ см/с}^2$. Ф. Ньюман получил зависимость:

$$\lg a = 0,308I - 0,041. \quad (3)$$

По ней для 9 баллов $a = 538 \text{ см/с}^2$.

По шкале Д. Гершбергера (1956 г.):

$$\lg a = 0,428I - 0,9. \quad (4)$$

Для $I = 9$ балла $a = 895 \text{ см/с}^2$.

По зависимости С. Петершмитта (1961 г.):

$$\lg a = 0,5I - 1,35, \quad (5)$$

$I = 9$ баллов соответствует ускорению $a = 1413 \text{ см/с}^2$.

Широко известны японские 7 - балльные шкалы, которые уточняются более 50 лет. Шкала Омори разрабатывалась 30 лет, опубликована лишь в 1920 г. М. Ишимото в 1932 г. предложил новую шкалу, Х. Кавасуми в 1952 г. получил зависимость:

$$\lg a = 0,5I - 0,35. \quad (6)$$

По ней при интенсивности $I = 6,1$ балла $a = 510 \text{ см/с}^2$, что соответствует приблизительно 9 балла по шкале ММ.

Больше всего отличаются друг от друга шкала Канкани и Петершмитта - для 9 баллов по шкале Канкани $a = 100 \text{ см/с}^2$, по шкале Петершмитта $a = 1413 \text{ см/с}^2$.

Для корректной и точной оценки сейсмической опасности и сейсмического риска на территории сейсмоактивных регионов Р.Ш. Инагамов предлагает новую шкалу оценок сейсмической интенсивности (ШОСИ), представляя сейсмическую интенсивность как меру действия сейсмических волн на приповерхностный грунт земли, который оказывает динамические воздействия на объекты, расположенные на (и в) грунте. Доминирующая роль отводится инструментальным измерениям в оценке сейсмического эффекта.

В основу разработки новой версии ШОСИ Р.Ш. Инагамов принял подход к пониманию сейсмической интенсивности совместно с использованием определенных функциональных зависимостей, характеризующих соотношения между кинематическими параметрами движения грунта (a , v , d) (a - ускорение, v - скорость, d - смещение) и уровнем сейсмической интенсивности. Учитывается адекватно уязвимость объектов при различных уровнях сейсмической интенсивности. В предлагаемой ШОСИ использовалась степенная формула:

$$U = f(2^I - 1), \quad (7)$$

где U - определяющий кинематический параметр колебаний грунта.

Для каждого из параметров a , v , d в соответствии с их физическим смыслом зависимость (7) имеет определенный смысл:

$$a = 2^I - 1, \quad (8)$$

$$v = (2^I - 1) \left(\frac{T}{2\pi} \right), \quad d = (2^I - 1) \left(\frac{T}{2\pi} \right)^2,$$

где T - преобладающий период колебаний.

Сопоставленные табулированные значения ускорений a (табл. 1) показывают, что предлагаемая Р.Ш. Инагамовым шкала близка к основным, используемым в мире, ШОСИ. ММ используется на Американском, Австралийском и Африканском континентах и частично в Европе и Азии; MSK используется на Евразийском континенте.

Предложенная ШОСИ близка к шкале Ньюмана. Для определения дробных значений параметров смещения - d , скорости - v , ускорения - a . Колебания грунта можно использовать логарифмическую зависимость вида: $\lg(U + I) = I \cdot \lg 2$ или $\lg(U + I) = 0,3I$.

Таблица 1 - Значения ускорений движения грунта в различных ШОСИ

Сейсмичн. интен- сивность	Значения ускорений a (см/с ²)								
	По функциональной зависимости							По MSK	По ММ
	(8)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)*		
0	0	**	**	**	**	**	**	0 (..)	0
1	1	**	1,58	1,85	**	**	1,41	1-2 (..)	0,5 - 0,97
2	3	1,44	3,2	3,76	**	**	4,47	3-4 (..)	0,98 - 3,35
3	7	3,16	6,3	7,64	2,42	1,41	14,13	5-8 (..)	3,36 - 8,85
4	15	5,25	12,6	15,52	6,48	4,46	44,67	9-15 (..)	6,86 - 16,6
5	31	14,13	25,12	31,55	17,38	14,13	141,3	16-30 (..)	16,7 - 33,2
6	63	31,68	50,12	64,12	46,56	44,67	446,7	31-60 (.)	33,3 - 68,5
7	127	64,57	100	130,3	124,7	141,3	1413	61-120 (.)	68,4 - 146
8	255	138	200	264,9	334,2	446,7		121-240 (.)	147 - 322
9	511	316	398	583,6	895,4	1413		241-480 (.)	323 - 685
10	1023	631	794	1094	2400	4467		481-960 (.)	686 - 1469
11	2047	1350	1585	2223	6427	14130		961-1920 (..)	1470 - 3135
12	4095	2884	3162	4529	17220	44670		1921-3840 (..)	3136 - 4900

* - соответствует японской 7-балльной шкале Х.Кавасуми.

** - не могут быть определены.

(.) - по информации из работы: «Сейсмическая шкала и методы измерения сейсмической интенсивности».
М.: Наука, 1975. С. 280.

(..) - экстраполяция авторов.

Для значения сейсмической интенсивности, большей 3, можно также использовать упрощенный вид зависимости:

$$\lg U = I \lg 2 \quad \text{или} \quad \lg U = 0,3I.$$

Разработка новой шкалы оценок сейсмической интенсивности обеспечивает возможность выполнения как целостных, так и дробных значений сейсмической интенсивности.

Значения ускорений движения грунта по различным зависимостям указаны в таблице 1.

Фундаментальное волновое уравнение

Волновое уравнение, описывающее распространение волн в среде, имеет вид:

$$\square u = \Delta u \quad \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0,$$

где $u = u(x, y, z, t)$ - функция, характеризующая возмущение среды в точке с координатами x, y, z в момент времени t ; $\square$ - оператор Д'Аламбера; Δ - оператор Лапласа; c - параметр с размерностью скорости; t - время; x, y, z - пространственные декартовы координаты.

Линейное однородное дифференциальное уравнение в частных производных допускает разделение переменных по координатам и времени $u = u(x, y, z)\varphi(t)$. При гармонической зависимости от времени, вы-

раженной с помощью комплексной записи $\phi = e^{i\omega t}$, где $\omega = kc$, k - волновое число. Волновое уравнение превращается в уравнение Гельмгольца: $\Delta u + k^2 u = 0$, которое в двухмерном случае дает уравнение мембраны, в одномерном - уравнение осциллятора [7].

Если в правой части стоит заданная функция координат и времени $\square u = f(x, y, z, t)$, в отличие от однородного волнового уравнения, помимо собственных решений - нормальных волн, имеется и вынужденное решение, описывающее движение, возбужденные источниками.

Волны переносят энергию без переноса вещества. При гармонических колебаниях изменение колеблющейся величины u во времени описывается в каждой точке зависимости: $u = A \sin \frac{2\pi t}{T}$, где t - время, A - амплитуда, T - период одного полного цикла колебания. Величину, обратную периоду и равную числу колебаний в единицу времени называют частотой $\nu = \frac{1}{T}$. Круговая или циклическая частота $\omega = 2\pi\nu$.

Комплексная запись синусоидальных колебаний имеет вид:

$$u(t) = Ae^{i\omega t} = A \cos(\omega t + \phi_0) + iA \sin(\omega t + \phi_0).$$

Для затухающего колебания $u(t) = Ae^{-\alpha t} e^{i\omega t}$, где α - коэффициент затухания. Декремент затухания $\delta = \alpha T$.

Колебания гармонического осциллятора (маятника) под действием периодической силы $F = F_0 \cos \omega t$ (F - внешняя периодическая сила изменяется с частотой ω). Резонанс наступает, когда $\omega = \omega_0$. При наличии диссипации энергии можно выразить:

$$\ddot{x} + \alpha \dot{x} + \omega_0^2 x = f_0 \cos \omega t,$$

применительно к маятнику:

$$\omega_0^2 = \frac{g}{l}; \quad \alpha = \frac{\gamma}{M}; \quad f_0 = F_0 / M$$

где l - длина подвеса; g - ускорение силы тяжести; γ - постоянный коэффициент; M - масса; F_0 - сила; ω_0 - частота собственных колебаний системы.

Решение уравнения, описывающего установившиеся вынужденные колебания:

$$x = x_0 \cos(\omega t + \phi),$$

где $\operatorname{tg} \phi = \frac{\alpha \omega}{\omega_0^2 - \omega^2}$.

Стационарная амплитуда этих колебаний:

$$\ddot{x} + \alpha \dot{x} + \omega_0^2 x = f_0 \cos \omega t.$$

Если отклонения маятника малы, он совершает колебания, близкие к гармоническим, с периодом:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}},$$

где g - ускорение свободного падения, l - длина нити (стержня), T - период колебаний, не зависит от амплитуды и силы тяжести.

Маятник совершает изохронные колебания. Если колеблющееся тело рассматривают как материальную точку, то маятник называют математическим.

В случае физического маятника, последний представляет собой твердое тело, совершающее под действием силы тяжести колебания вокруг горизонтальной оси подвеса. Физический маятник при малых отклонениях также совершает колебания, близкие к гармоническим, с периодом:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{Mgl}},$$

где J - момент инерции маятника относительно оси подвеса, l - расстояние от оси подвеса до центра тяжести, M - масса маятника. Период колебаний физического маятника совпадает с периодом колебаний такого математического маятника, который имеет длину $l_0 = \frac{J}{Ml}$ - проведенная длина данного физического маятника.

Применение фрикционных маятниковых подшипников (сейсмоизоляторов)

Реальная возможность применения маятниковых опор скольжения как эффективного средства для поглощения энергии внешних силовых воздействий появилась в последние 30...40 лет, благодаря развитию новых технологий (в особенности в связи с развитием космических исследований в СССР и США) и появлению новых триботехнических материалов (таких как антифрикционные самосмазывающиеся тканые волокнистые материалы).

Первоначально при строительстве мостов, зданий, цистерн и др. сооружений с целью компенсации механических, тепловых и сейсмических воздействий в период их эксплуатации предпринимались попытки применения простых самосмазывающихся (немаятниковых) опор скольжения. За период с 1968 года по 1984 год в СССР, США, Великобритании, Германии, Франции и Японии было опубликовано более 40 авторских свидетельств и патентов, в которых описаны самосмазывающиеся подшипники скольжения с антифрикционными волокнистыми материалами в качестве вкладыша, находившие применение в строительстве крупных промышленных сооружений. В 1987 году появилось первое описание фрикционного маятникового подшипника скольжения, заявленного в качестве нового средства сейсмической изоляции крупных сооружений [8].

В настоящее время фрикционные маятниковые подшипники скольжения (ФМП) довольно широко используются при строительстве сооружений в сейсмоактивных зонах Америки и Японии в качестве демпферов (изоляторов) для защиты поддерживаемой конструкции от повреждений, возникающих в результате землетрясе-

ний, а также от силовых воздействий иного рода (ветер, тепловые деформации, ледовые и волновые нагрузки) [9,10].

По изложению американских исследователей (М. Апоор и др.) самое большое в мире здание с изолированным основанием (построенное в конце XX века) - новый международный аэровокзал в аэропорту Сан-Франциско может выдержать землетрясение до 8 баллов по шкале Рихтера благодаря 267 фрикционным маятниковым подшипникам скольжения – сейсмическим изоляторам. Анализ показал, что сейсмическая изоляция дала бы лучшие результаты по уменьшению сдвига основания, удовлетворению требованиям к податливости, перемещению и ожидаемому повреждению. Изоляция также обеспечила наименьшую стоимость конструкции для достижения требуемых сейсмических характеристик.

Была проведена оценка трех систем изоляции: фрикционных маятниковых подшипников (ФМП), свинцово-резиновых подшипников и подшипников из резины с высокой способностью к демпфированию – для одного и того же уровня сдвига сооружения и связанных затрат на конструкцию.

Фрикционная маятниковая система имела наименьшую стоимость. Система изоляции основания главных зданий аэровокзала из 267 ФМП допускала поперечные перемещения в 508 мм и позволяла рассчитывать энергию пиковых перемещений грунта при землетрясении. Подшипники из литой стали включают сферическую вогнутую поверхность из нержавеющей стали и шарнирный ползун, которые обеспечивают период колебаний сейсмической изоляции 3 с и снижают требования к силе землетрясения на 70%. В областях, прилегающих к главному зданию, сейсмические связи воспринимают от 508 до 864 мм горизонтальных и 50 мм вертикальных перемещений.

Сейсмическая изоляция может снизить сейсмические нагрузки на цистерны в 3...5 раз (V.A. Zayas, S.S. Low).

ФМП имеют свойства, которые выгодны при применении для сейсмической изоляции цистерн. Естественный период колебаний подшипников не зависит от массы жидкости, температуры, возраста подшипников. Материалы подшипников устойчивы

к воздействию химических веществ, огня и предельных температур. Высокие коэффициенты запаса по прочности реализуются при смещении подшипника, чтобы противостоять суммарным воздействиям поперечных и вертикальных толчков и опрокидывающим моментам.

Принцип действия маятникового подшипника скольжения продемонстрирован на рис 1.

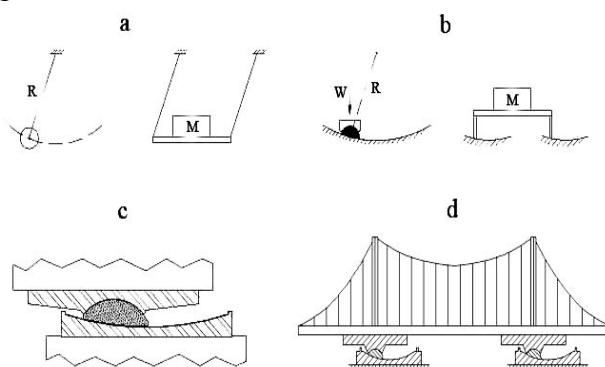


Рис. 1. Принцип действия маятникового подшипника скольжения – сейсмоизолятора:

a – колебания гравитационного маятника с одной и двумя точками подвеса; b – маятниковые колебания при скольжении сферического ползуна вдоль сферической поверхности; c – маятниковый подшипник; d – мост с опорами на маятниковых подшипниках

Действие подшипника одинаковое, независимо от того, будет ли вогнутая поверхность обращена вверх или вниз. Свойства ФМП могут изменяться в широком диапазоне. Увеличение периода скольжения снижает силу сдвига и увеличивает смещение. Изменение коэффициента трения от 0,10 до 0,05 понижает силу сдвига и увеличивает смещение. Схематическое изображение реальной конструкции ФМП представлено на рис. 2. Плита со сферической вогнутой поверхностью установлена наверху из соображений удобства в эксплуатации.

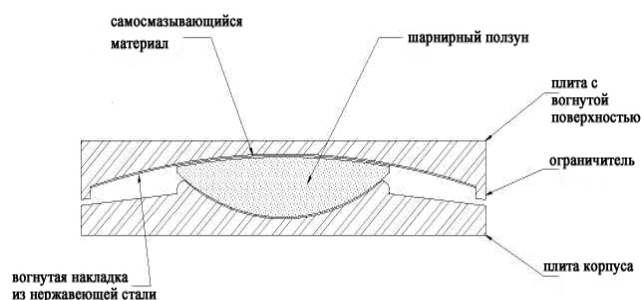


Рис. 2. Схема устройства фрикционного маятникового подшипника (ФМП)

Полусферическая конструкция шарнирного ползуна позволяет получить относительно однородное распределение давлений под шарнирным ползуном, что снижает прерывистое движение и предотвращает возникновение высокого локального давления в подшипнике.

На рис. 3 представлены свойства ФМП, зависящие от величины сил трения, конструктивных параметров и вертикальной нагрузки [9,10].

Фрикционные маятниковые подшипники можно моделировать как двухлинейные гистерезисные элементы. Боковая восстанавливающая жесткость ФМП равна,

$$K = W/R,$$

где W - поддерживаемый вес, R - радиус кривизны вогнутой поверхности

Собственный период горизонтальных колебаний опоры с маятниковым подшип-

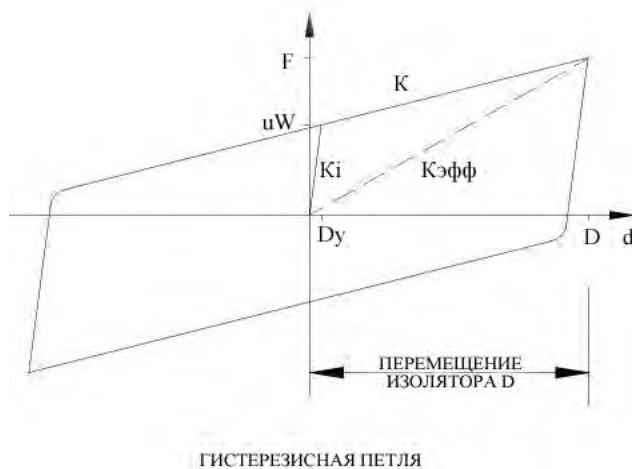
ником скольжения определяется из уравнения маятника и равняется:

$$T = 2\pi\sqrt{l/g},$$

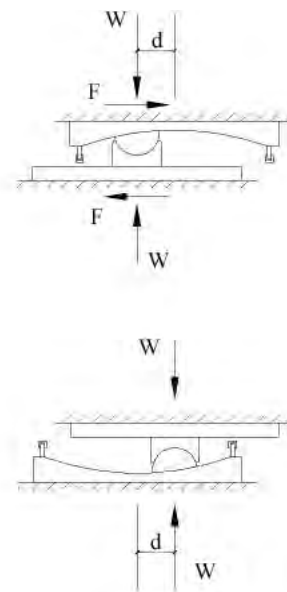
где l есть длина радиуса кривизны R (эквивалентная длина маятника), а g ускорение свободного падения. Это уравнение является достаточно точным при отклонениях маятника до 45° , что значительно больше, чем предельный угол отклонения радиуса сферической поверхности ФМП.

Когда ползун перемещается по вогнутой поверхности, заставляя поддерживаемую массу подниматься, составляющая силы тяготения, параллельная поверхности (сдвигающая сила), стремится вернуть его в исходное состояние и обеспечивает жесткость ФМП в процессе скольжения. Сдвигающая сила, действующая в подшипнике, вычисляется из:

$$F = \frac{P}{R} \cdot \delta + \mu \cdot P, \quad (11)$$



ГИСТЕРЕЗИСНАЯ ПЕТЛЯ



ПОДШИПНИК

Рис. 3. Свойства ФМП

f_∂ - динамический коэффициент трения; D - проектное смещение; d - поперечное перемещение; W - вертикальная нагрузка; $F = f_\partial W + [W/R]D$; R - радиус кривизны; T - период подшипника = $2\pi\sqrt{R/g}$; K_i = начальная жесткость = $f_\partial W/D_y$; $K_{эфф}$ = эффективная жесткость = F/D ; K = жесткость ФМП = W/R ; $T_{эфф}$ = эффективный период = $2\pi\sqrt{W/K_{эфф}g}$; ξ = эффективное демпфирование = $(2/\pi)[f_\partial (f_\partial + D/R)]$

где μ - коэффициент трения; δ - относительное горизонтальное перемещение по подшипнику; P - сила, нормальная к подшипнику, определяемая выражением:

$$P = W(1 + \frac{\Delta P}{W} + \frac{\ddot{u}}{g}),$$

где W - статическая нагрузка на подшипник; ΔP - приращение силы из-за сферической формы подшипника; $\ddot{u}$ - вертикальное ускорение.

Первый член выражения (11) - возвращающая сила изолятора, которая определяет наклон кривой сила-перемещение в процессе

скольжения. Второе слагаемое - сила трения между ползуном и вогнутой поверхностью скольжения. Коэффициент трения μ является функцией скорости скольжения $\dot{u}$ и давления в подшипнике [9]:

$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k) \cdot e^{(-a|\dot{u}|)},$$

где μ_k - динамический коэффициент трения; μ_s - статический коэффициент трения; a - коэффициент, зависящий от скорости.

Трение быстро возрастает от μ_s до μ_k при малых скоростях (прибл. 25 мм/с) и при дальнейшем увеличении скорости остается постоянным.

Поскольку вызванные землетрясением смещения возникают первоначально в маятниковых подшипниках, боковые нагрузки и колебательные движения, передаваемые на конструкцию, существенно понижаются.

При применении такого рода материалов обычно используются предельные значения параметров, характеризующих их эксплуатационные свойства – допускаемые статические и динамические контактные давления $[p_{max}]$, допускаемая скорость скольжения $[V_{max}]$ (при фиксированных давлении и температуре), максимальная температура эксплуатации $[T_{max}]$ [11-13].

Линейная интенсивность изнашивания I определяется из выражения:

$$I = \frac{dh}{dS} \approx \frac{h}{S},$$

где h - величина износа, S – путь трения скольжения.

Для оценки ожидаемого числа циклов или времени работы до отказа используются выражения, в которые входят: линейная интенсивность изнашивания, допустимая величина износа, средний диаметр сферы, амплитуда и частота качания.

Наиболее простые эмпирические зависимости для интенсивности изнашивания выражаются в виде:

$$I = K p^\alpha T^\beta V^\gamma \quad (\alpha, \beta, \gamma) > 0,$$

где K, α, β, γ - находятся из экспериментальных данных.

Динамические допускаемые контактные напряжения $[p_{max.д.}]$ имеют меньшие значения, чем статические $[p_{max.ст.}]$.

Ресурс работы сферического подшипника с полимерным вкладышем определяется по формулам

$$T = \frac{0,398[w]}{\bar{I}_h R_1 \beta v} 10^{-2}, N = \frac{14,327[w]}{\bar{I}_h R_1 \beta}$$

где $\bar{I}_h$ - средняя безразмерная интенсивность изнашивания, $[w]$ - допустимый износ, величина T имеет размерность (ч), а N есть число циклов качания.

Математическая модель, характеризующая процесс изнашивания вкладыша формулируется с использованием методов теории подобия и анализа размерностей, посредством объединения теоретических представлений (фундаментальных уравнений), описывающих природу процесса и экспериментальных исследований и имеет вид:

$$I_h = K(\Phi_1)^{\alpha_1}(\Phi_2)^{\alpha_2} \dots (\Phi_n)^{\alpha_n}.$$

Здесь K – безразмерный коэффициент, Φ_i ($i=1, \dots, n$) – безразмерные критерии (инварианты), учитывающие сложный комплекс взаимосвязанных физических, химических и механических явлений, протекающих на поверхностях взаимодействующих тел, геометрические факторы, а также контактную ситуацию (кинематику движения, состояние смазочного слоя и поверхностных слоев материалов и т.д.).

Для подшипника с тканым полимерным вкладышем, содержащим нити полиимида и политетрафторэтилена [11,13], предложена детерминистическая формула средней безразмерной интенсивности изнашивания в форме

$$\bar{I}_h = K \left(\frac{\bar{p}}{E_1} \right)^{\alpha_1} \left(\frac{U_g}{R_0 T_g} \right)^{\alpha_2} \left(\frac{\tau_g V_0}{R_1} \right)^{\alpha_3} \left(\frac{T_o}{T_g} \right)^{\alpha_4}, \quad (12)$$

$$K = 6,0 \cdot 10^{-6}, \alpha_1 = 1,3; \alpha_2 = -1,0;$$

$$\alpha_3 = 0,54; \alpha_4 = 0,7.$$

В формуле (12) K – интегральный коэффициент, учитывающий влияние шероховатости контртела, особенности технологии и др. факторы; $\Phi_1 = \frac{\bar{p}}{E_1}$ - деформационный

критерий, характеризующий напряженное состояние полимера; $\Phi_2 = \frac{U_g}{R_0 T_g}$ - инвариант,

описывающий термофлуктуационную природу разрушения полимера, энергетический

барьер разрушения химических связей, свойственный каждому такому материалу;

$\Phi_3 = \frac{\tau_g V_0}{R_1}$ - комплекс, моделирующий связь

вязкоупругих свойств полимера с длительностью процесса его деформирования и аналогичный по структуре известному критерию Деборы;

$\Phi_4 = \frac{T_0}{T_g}$ - температурный

симплекс.

Здесь $\bar{p}$ – среднее максимальное контактное давление за период эксплуатации, имеющее вид:

$$\bar{p} = \frac{1}{2} \{p(0) + p(T)\}, \quad p(0) = \frac{\Delta}{\mu h} \frac{1 - \cos \alpha(0)}{\cos \alpha(0)},$$

$$p(T) = \frac{P}{\pi R_1^2 \sin \gamma \sin \alpha(T)}.$$

T_0 – объемная температура трибосопряжения без учета саморазогрева от трения; T_g – температура стеклования полимера; U_g – энергия активации разрушения антифрикционного полимера при T_g ; R_0 – универсальная газовая постоянная; τ_g – время релаксации напряжений полимера при T_g ; $V_0 = 6,98 \cdot 10^{-2} \beta \nu R_1$ (м/с) – скорость скольжения точки поверхности шара с координатой $\varphi = 0$.

Для определения коэффициента трения используется следующее выражение:

$$f = \frac{K \cdot v_s^a}{p_a^b \cdot T_0^c},$$

где K – размерный коэффициент, равный $1,9 \cdot 10^7$, a , b , c – экспериментально определяемые значения. Область использования формулы: $0 < p_a < 260$ МПа, $273 < T_0 < 453$ К, $0,0001 < v_s < 0,04$ м/с. $a = 0,06$, $b = 0,55$, $c = 3,1$. Диапазон изменения коэффициента трения в экспериментах составлял $0,015 \leq f \leq 0,25$.

Применение фрикционных маятниковых подшипников на морских буровых установках

Для трибологических оценок интенсивности изнашивания I_u , коэффициента трения скольжения f , ресурса по износу (трибологическому ресурсу) T_u , необходимо

определить путь трения скольжения на основе относительных смещений (S_i), скорости скольжения (смещения), ускорения, нагрузки с учетом динамики процессов, времени протекания землетрясений (длительности), температуры в контакте трения и др.

Предполагается знание материалов трущихся сопряжений, физико-химическое влияние среды и других традиционно учитываемых факторов [11,12].

Динамическая нагрузка при землетрясениях может приводить к остаточным пластическим деформациям фрикционных маятниковых подшипников, утонять антифрикционные накладки, уменьшая эксплуатационные ресурс и надежность узла трения.

В работе акцентировано внимание на землетрясениях, однако, нужно иметь в виду влияние волн (цунами), ветровую нагрузку, ледовые взаимодействия, наличие широкого диапазона температур, коррозионных воздействий морской среды и др. факторов.

По упрощенной модели оценки сейсмостойкости узлов трения воспользуемся методикой Ф. Омори и определим действующую силу на узел:

$$P_\delta = K_\delta \cdot M a_{\max},$$

где P_δ – сила, действующая на узле; M – масса узла; $a_{\max}$ – максимальное ускорение при землетрясении, K_δ – коэффициент динамичности.

Сейсмическое воздействие можно определить из общего уравнения динамики. Обобщенное уравнение движения в матричной форме [4]:

$$M \frac{d^2 X}{dt^2} + C \frac{dX}{dt} + KX = P(t),$$

где M – матрица масс; C – матрица демпфирования; K – матрица жесткости фрикционной системы; X – вектор обобщенных перемещений; $\frac{dX}{dt}$ – вектор обобщенных

скоростей; $\frac{d^2 X}{dt^2}$ – вектор обобщенных ускорений; $P(t)$ – вектор обобщенных внешних сил, зависящих от времени.

Используется спектральный метод оценки сейсмического воздействия.

По результатам натурных сейсмограмм строится спектральная плотность $G(\omega)$ и корреляционная функция $K(\tau)$ ускорений грунта, например:

$$G(\omega) = 2\alpha \frac{\omega^2 + m^2}{\omega^4 + 2\alpha\omega^2 + m^4}$$

$$K(\tau) = e^{-\alpha|\tau|} \cos \beta\tau,$$

где α, β, τ - параметры; $m^2 = \alpha^2 + \beta^2$; ω - частота процесса.

Параметры α, β, τ во многом зависят от типа грунта. Для скальных, плотных грунтов характерны высокочастотные сейсмические колебания.

Увеличение демпфирующей способности при низкочастотных сейсмических колебаниях проявляется на морских донных осадочных грунтах. Приближенные значения α и β лежат в следующих пределах $\alpha \in [6, 0; 8, 5]$ 1/с, $\beta \in [14, 0; 20, 0]$ 1/с. Рекомендуемые расчетные значения $\alpha = 7,0$ 1/с, $\beta = 18,0$ 1/с.

Строится амплитудно-частотная характеристика максимальных контактных напряжений во фрикционных узлах $p_k(\omega)$ при кинематическом возбуждении грунта на ряде частот ω :

$$X_o = a_c t e^{-\varepsilon_o t} \sin \omega t,$$

где X_o - перемещение (вертикальное или горизонтальное) основания; a_c - начальная амплитуда; ε_o - параметр затухания перемещения; ω - преобладающая частота в сейсмограмме.

По теореме статистической динамики находится спектральная плотность напряжений в узлах от сейсмического воздействия:

$$Sp_k(\omega) = p_k^2(\omega) G(\omega).$$

Определяется дисперсия напряжений от сейсмического воздействия:

$$Dp_k = \int_0^{\infty} Sp_k(\omega) d\omega,$$

при помощи которой можно определить вероятность превышения контактных напряжений в узле трения нормативной величины для принятой пары трения.

Изучение теплового состояния фрикционных маятниковых подшипников

Правильный выбор антифрикционного материала определяется тепловым состоя-

нием опоры при критических значениях параметров землетрясения. Для сейсмической изоляции применяются маятниковые подшипники скольжения со сферической поверхностью скольжения, а также комбинированные сейсмоизоляторы, состоящие из плоского подшипника скольжения и демпферов иного типа (эластомерные, свинцово-резиновые и др.[8, 9]), возвращающих плоскую опору скольжения в исходное состояние после прекращения сейсмического воздействия.

При исследовании теплового состояния подшипника рассматривалась наиболее простая конструкция маятникового сейсмоизолятора - плоский подшипник скольжения. Схематическое устройство плоского маятникового подшипника скольжения показано на рис.4. В качестве плоской поверхности скольжения используется полированная плита. Шарнирный ползун, как и плита, изготовлены из нержавеющей стали. Плоская поверхность ползуна и сферическая поверхность основания покрыты тонким (0,5...3 мм) слоем подшипникового антифрикционного материала. Рабочие характеристики маятникового подшипника скольжения представлены в таблице 2. В настоящее время разработана широкая гамма антифрикционных самосмазывающихся материалов, применяемых в узлах трения скольжения - в подшипниках скольжения, цилиндрических, сферических шарнирах и др. [11, 13].

Анализ рабочих характеристик исследованных материалов показывает, что ряд покрытий может обеспечивать работоспособность подшипников скольжения и шарниров в экстремальных условиях (в температурных диапазонах от -200°C до +1000°C, при статических нагрузках до 700 МПа, при динамических нагрузках до 260 МПа, при скоростях скольжения до 7 м/с) при удовлетворении требований по износостойкости. Однако очень трудно найти материал, который обладал бы всеми требуемыми оптимальными характеристиками, необходимыми для успешного функционирования маятниковых подшипников скольжения - сейсмоизоляторов по допустимым нагрузкам, скоростям скольжения и максимально допустимым темпе-

ратурные значения коэффициента трения. Большинство материалов предназначено для специфических условий применения, например, при максимальных значениях одного или нескольких параметров (высокие температуры или наличие газовой среды или вакуума), либо для удовлетворения специальным требованиям (высокая несущая способность и низкое значение коэффициента трения и др.).

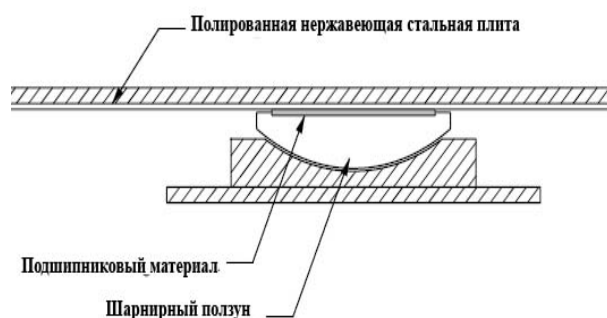


Рис.4. Устройство плоского маятникового подшипника – сейсмоизолятора

Таблица 2 - Рабочие характеристики маятникового подшипника скольжения

Параметр	Пределы изменения параметра
Контактное давление, Р, МПа;	30 ÷ 65
Скорость скольжения, V, м/с;	0,025 ÷ 0,9
Температура окружающей среды, °С	- 40°С ÷ +40°С
Температура в зоне контакта, °С	- 40°С ÷ +450°С
Срок службы, лет	30
Путь трения за 30 лет, м	3000

Наилучшие показатели имеют твердые смазочные покрытия, металлофторопластовые материалы и самосмазывающиеся покрытия на тканевой основе [11]. Каждый из этих трех типов материалов имеет свою оптимальную область применения.

Твердые смазочные покрытия имеют высокую несущую способность, удовлетворительные теплофизические свойства, хорошую адгезию к подложке, высокие показатели износостойкости. Например покрытия на основе MoS₂ имеют хорошие трибологические характеристики при высоких температурах (до 600...700°С в вакууме и 450°С на воздухе). Покрытия выдерживают нагрузки до 140 МПа [13]. Однако, несмотря на высокую износостойкость, ресурс этих покрытий ограничен вследствие малой их толщины (15...50 мкм).

Наиболее широко из самосмазывающихся материалов в подшипниках скольжения и шарнирах применяется металлофторопластовая лента (МФЛ). Этот материал имеет высокие допустимые значения контактных параметров, хорошие теплофизические свойства [14]. Такие материалы применяются при высоких статических (до 350 МПа) и динамических (до 150 МПа) нагрузках, средних скоростях скольжения, в широком

диапазоне температур (-250 ... +280°С). Технология производства МФЛ отработана как для цилиндрических, так и для сферических подшипников скольжения. К недостаткам этого типа материалов можно отнести: повышение коэффициента трения в зависимости от отработанного ресурса подшипника скольжения, что связано с различием структуры материала по глубине антифрикционного слоя, ограниченную величину изнашиваемого слоя (до 200 мкм), а также влияние времени выдержки под нагрузкой на величину коэффициента трения. Известно, что для подшипников, изготовленных из материала DU выдержка под нагрузкой от нескольких часов до нескольких дней приводила к возрастанию статического коэффициента трения на 50...200 % [15].

В последнее время все большее применение находят самосмазывающиеся покрытия на основе тканей из антифрикционных волокон (ПТФЭ, графита) и высокопрочных полиимидных и углеродных волокон. Подшипники с покрытиями этого типа имеют практически самые высокие показатели: высокие допустимые значения статической (до 700 МПа) и динамической (до 260 МПа) несущей способности, приемлемые для шарнирных подшипников скольжения; средние допустимые скорости скольжения; широкий

диапазон рабочих температур (-130...+250°C). Эти покрытия имеют высокую износостойкость, могут работать в агрессивных средах, имеют низкие и устойчивые значения коэффициентов трения.

Сравнение трибологических характеристик указанных трех типов материалов приведено на рис.5 и 6.

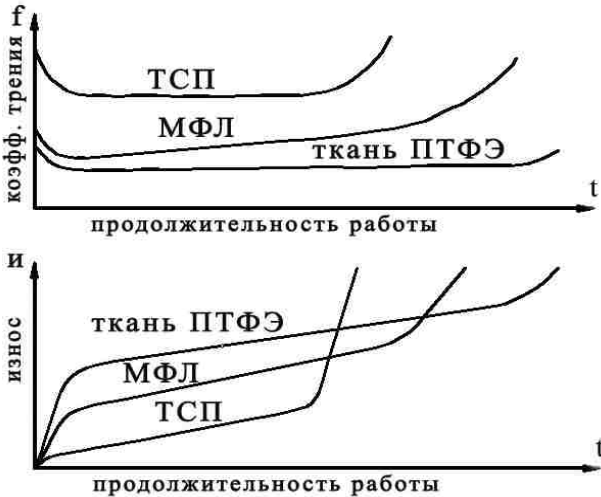


Рис.5. Характерный вид зависимостей трибологических характеристик от продолжительности работы различных типов покрытий

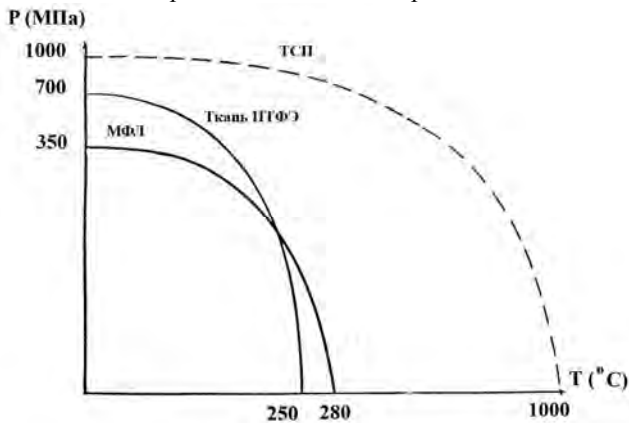


Рис.6. Зависимость несущей способности от температуры для различных типов покрытий

При сравнении свойств трех видов рассмотренных материалов становятся очевидными преимущества композиционных самосмазывающихся тканевых материалов. Материал указанного типа в 80-х годах прошлого века был разработан в СССР и в качестве покрытия для сферических шарниров типа ШЛТ успешно выдержал стендовые и натурные испытания при разработке проекта «Буран»[11].

Таким образом, одним из наиболее перспективных самосмазывающихся материалов для подшипников скольжения —

сейсмоизоляторов в настоящее время является покрытие на основе тканей из волокон полимеров. В связи с тем, что несущая способность и температурная стойкость покрытия зависят, в основном, от соответствующих характеристик компонентов, входящих в состав композиционного материала, эти покрытия имеют перспективы дальнейшего совершенствования механических свойств по мере разработки новых технологий и материалов (в том числе нанотехнологий и наноматериалов).

Изучение литературных источников (в том числе справочной литературы наиболее известных фирм, производящих подшипники скольжения: INA/FAG; Glacier; SKF и др.), а также наш собственный опыт позволили сделать техническую оценку износостойкости значительного количества триботехнических материалов — аналогов материала, используемого в маятниковых подшипниках скольжения.

В результате выполненного анализа было установлено, что износ фрикционного вкладыша при «нормальных» условиях эксплуатации, т.е. при отсутствии сейсмических воздействий, будет небольшим, что позволяет прогнозировать обеспечение заданного срока службы ФМП в указанных условиях (см. табл.2) [16].

При сейсмических воздействиях грунта, нижнего (основания) строения с горизонтальной силой, большей силы трения покоя начинается скольжение в контакте маятникового подшипника.

Возникает удельный тепловой источник $q = f_{\partial} p_{\partial} v_s$, где p_{∂} — динамическое контактное нормальное напряжение; v_s — скорость скольжения, f_{∂} — коэффициент трения скольжения (динамический). Температура, возникающая в контакте, равная $t_{\Sigma\kappa} = t_n + \upsilon$, где t_{Σ} — суммарная контактная температура, t_n — температура поверхностей перед возникновением контакта трения, υ — температурный всплеск (вспышка) при трении скольжения во время землетрясения. Температура является функцией теплового источника $\upsilon \cong \upsilon(q)$. Температура имеет существенное значение при реализации несущей способности подшипника скольжения, особенно при использовании композиционных

материалов на основе полимеров. Коэффициент трения также зависит от температуры.

Значительные температуры в контакте являются главной причиной повреждения и деградации полимерного материала, вызывают возрастание коэффициента трения и приводят к выходу из строя всего подшипника, который происходит в результате возникновения металлического контакта вкладыша и поверхности скольжения подшипника. Повышение температуры контакта изменяет физические свойства контактирующих материалов. При критических температурах контакта происходит деструкция органических составляющих композиционного материала, возникает катастрофический износ и разрушение подшипника.

Износ антифрикционного покрытия маятниковых подшипников – сейсмоизоляторов в условиях максимальных смещений и скоростей скольжения, будет существенно зависеть от температурного состояния контакта.

Для определения значений прироста поверхностной температуры и распределения температуры по глубине от поверхности скольжения были выполнены численные эксперименты при различных рабочих параметрах с использованием метода конечных элементов (МКЭ) и результаты расчетов сопоставлялись с лабораторными экспериментами.

Геометрические размеры образцов, теплофизические свойства контактирующих материалов, рабочие параметры (нагрузка, скорость скольжения, время воздействия теплового источника и кинематика движения) были такими же, что и в экспериментах с прототипами плоского подшипника скольжения – сейсмоизолятора [9]. Устройство экспериментального стенда и методика экспериментов описаны в работе [9]. При экспериментальном исследовании плоской опоры скольжения температуру контакта определяли при помощи термопары, установленной в центре контакта близко от поверхности скольжения (на глубине 1,5 мм в стальной плите). В опытах моделировали контакт реального плоского маятникового подшипника скольжения – сейсмоизолятора. В качестве антифрикционного материала использовали ненаполненный политетраф-

торэтилен (ПТФЭ), в качестве контртела – полированную плиту из нержавеющей стали.

Математическая модель

Скользящий контакт рассматривается как трение между двумя твердыми телами, из которых одно или оба тела движутся с постоянной скоростью мимо имеющего форму полосы теплового источника (рис. 7). Этот источник имеет распределение теплового потока, q . Каждое тело имеет свои теплофизические константы: λ , a , γ , c , – коэффициенты теплопроводности и температуропроводности, плотность и удельную теплоемкость, соответственно.

На рис.7 схематически представлены ключевые параметры, влияющие на распределение тепла в идеальной модели скользящего контакта. V_1 и V_2 – скорости поверхности тела 1 и поверхности тела 2, соответственно, обе скорости направлены по касательной к контакту и по нормали к длине контакта; q – распределение теплового потока; q_1 и q_2 – части распределения тепла, которое проникает через поверхность тела 1 и поверхность тела 2, соответственно; R_1 и R_2 – радиусы кривизны поверхности тела 1 и поверхности тела 2, соответственно; L и W – длина и ширина, соответственно, теплового источника. Уравнение теплопроводности (дифференциальное уравнение с частными производными) имеет вид:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\gamma} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = a \nabla^2 T$$

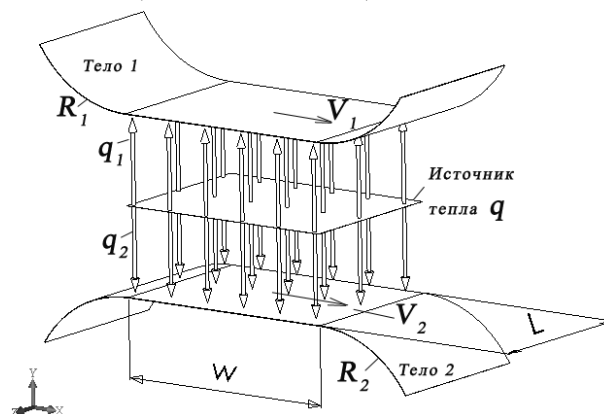


Рис. 7. Расчетная схема

Для получения решения методом конечных элементов указанные уравнения представляются в матричной форме [18].

Чтобы получить решение задачи, необходимо задать краевые условия:

1. В зоне контакта тел отсутствует температурный скачок $t_1 = t_2$ при $z = 0$, $\tau > 0$, где τ - время, t_1 - температура поверхности тела 1, t_2 - температура поверхности тела 2 [17].
2. На границе контактирующих тел действует постоянный тепловой поток $q = q(x, y, z, \tau)$; потоки тепла, поступающие в каждое из контактирующих тел q_1 и q_2 , в сумме равны удельной мощности трения, возникающей в контактной области. В общем случае в программных пакетах, использующих МКЭ (таких как, например, ANSYS), тепловой поток в первую поверхность определяется, как $q_1 = K_p fPV$, во вторую - $q_2 = (1 - K_p) fPV$, где K_p - коэффициент разделения тепловых потоков между трущимися поверхностями.
3. Учитывая, что политетрафторэтилен относится к теплоизолирующим материалам с низкими, по сравнению с нержавеющей сталью, коэффициентами теплопроводности и температуропроводности, можно с высокой степенью точности принять $K_p = 1$.
4. Важно также учесть, что для пары трения полированная сталь — ПТФЭ фактическая площадь контакта близка к контурной [9].

Тепловой поток, выделенный при трении, в общем случае не постоянный и зависит от времени и координат. Это обусловлено зависимостями силы трения (на единицу площади) от закона движения и распределения нормальной нагрузки. Поэтому при постановке задачи используется среднее постоянное значение теплового потока, q_{cp} , так чтобы оценка роста температуры была усреднена по номинальной площади контакта.

В рассматриваемом случае, также как в эксперименте, одно из тел неподвижно, а другое совершает возвратно-поступательное скольжение. Кроме того, амплитуда движущегося тела мала по сравнению с радиусом номинальной площади контакта. В связи с этим, можно принять, что в среднем движущееся тело получает постоянный тепловой поток в процессе движения. Однако это ограничение не является обязательным, так как нельзя исключать случаев, когда амплитуда движения тела будет выходить за пределы номинальной площади контакта.

Будем рассматривать кратковременные интервалы времени действия теплового по-

тока, чтобы решение было справедливо для теплового потока, целиком идущего в трущиеся тела, без потерь на радиацию и конвекцию.

Программный комплекс ANSYS предназначен для численного решения научных и технических задач, математическая модель которых описывается дифференциальными уравнениями с частными производными. В нашем случае используются дифференциальные уравнения теплопроводности, описывающие явления теплообмена и теплопередачи.

Основой теплового анализа в ANSYS является уравнение теплового баланса, полученное в соответствии с принципом сохранения энергии; в результате решения задачи получаем поле температуры, которое затем используется для определения других тепловых параметров. На рис. 8 показано разбиение контактирующих тел на конечные элементы.

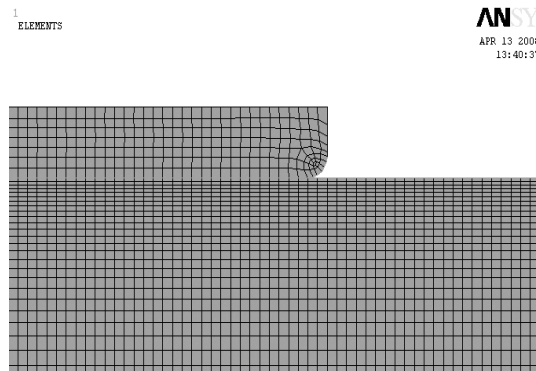


Рис. 8. Фрагмент модели

Условия экспериментов и результаты сравнения расчетов и эксперимента представлены в таблице 3 и таблице 4 (приросты температуры). Отличия между экспериментальными и расчетными значениями суммарной температуры на глубине 1,5 мм от поверхности контакта составляют не более 10...25 %. На рис. 9, 10, 11 показаны расчетные распределения температур (с учетом температуры окружающей среды) по глубине стального образца, полученные в проведенных в работе численных экспериментах. Расчетные температуры на поверхности контакта и на глубине 1,5 мм от поверхности сопоставляются с температурой, измеренной термопарой в соответствующих реальных экспериментах. Эксперимент № 3 проводился в условиях, существенно отличающихся

от остальных – по величине окружающей температуры, по скорости скольжения и длительности испытания. Этим, по-видимому, и объясняются более значительные отклонения расчета и эксперимента, нежели в других случаях. Как отмечалось

выше, при постановке задачи принималось, что длительность действия теплового источника относительно кратковременная, поэтому решение является справедливым для теплового потока, целиком идущего в трущиеся тела, без потерь на радиацию и конвекцию.

Таблица 3 - Исходные данные, описывающие условия экспериментов [9]

№ эксперимента	Диаметр образца (ПТФЭ), мм	Число циклов N	Путь трения, м	Коэффициент трения, среднее значение за N циклов	Длительность эксперимента, с	Скорость, м/с	Частота качаний, 1/с	Контактное давление, МПа
1	95	3,25	0,3302	0,098	1,62	0,2	12,57	20,7
2	95	3,25	0,1651	0,104	1,62	0,1	12,57	20,7
3	95	3,25	0,1651	0,036	102	0,002	0,2	20,7
4	254	5	1	0,065	15,7	0,064	2	20,7

Таблица 4 - Сравнение результатов экспериментов с расчетными результатами (прирост температуры)

№ эксперимента	Температура окр. среды, град.С	Прирост температуры, град.С		
		На глубине 1,5 мм		На поверх
		Измер.	Расчет МКЭ	
1	22	50	43,4	75,3
2	21	29	22,5	39,3
3	49	1	2,2	2,3
4	22	51	41,0	48,4

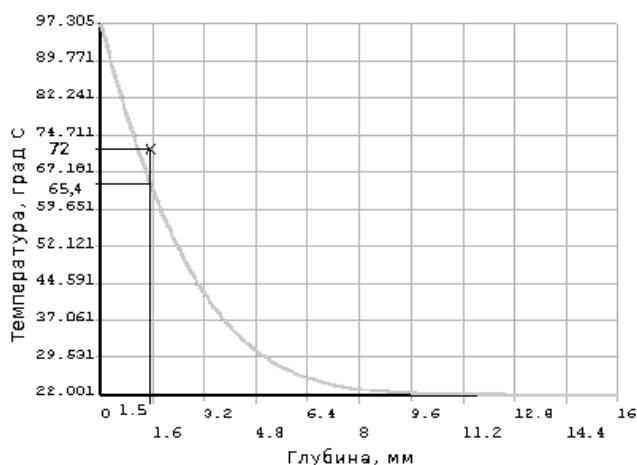


Рис. 9. Расчетное распределение суммарной температуры по глубине (x-эксперимент №1). Вертикальной линией отмечена точка, в которой производился замер температуры

Для очень больших интервалов времени тепло будет передаваться в поперечном направлении к более холодным частям движущегося тела, и будет также расходоваться в результате радиации и конвекции, что необходимо в дальнейшем учитывать при постановке задачи.

Таким образом, представленные системы уравнений позволяют приближенно

оценить сейсмические ускорения, скорость и смещение – кинематические параметры движения грунта как функции уровней сейсмической интенсивности.

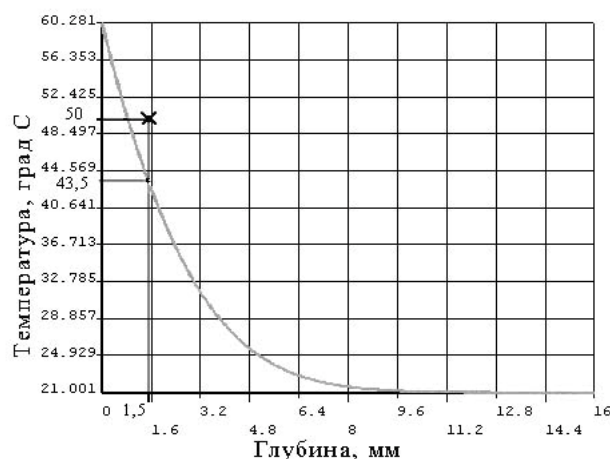


Рис. 10. Расчетное распределение суммарной температуры по глубине (x-эксперимент №2). Вертикальной линией отмечена точка, в которой производился замер температуры

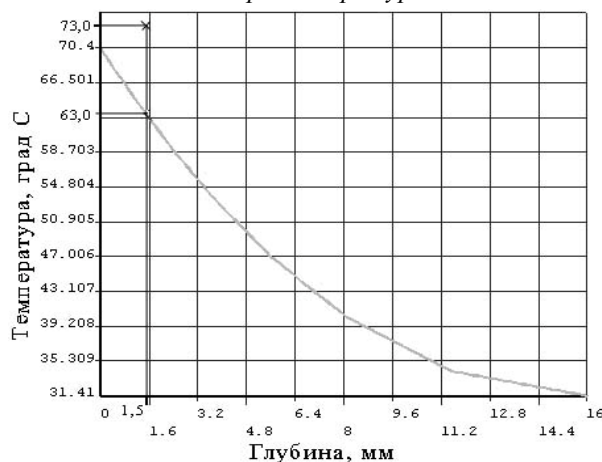


Рис. 11. Расчетное распределение суммарной температуры по глубине (x-эксперимент №4). Вертикальной линией отмечена точка, в которой производился замер температуры

Используя строительные нормы и правила для сейсмических районов [6], приведенные здесь соотношения, можно установить статические и динамические нагрузки (нормальные и тангенциальные), действующие в фрикционных сейсмоизоляторах.

Оценив скорость скольжения в контакте, контактные напряжения, температуру, можно рассчитать коэффициент трения скольжения.

Средняя безразмерная интенсивность изнашивания находится по указанному уравнению [11,12], путь трения определяется экспериментально или приближенно, исходя из кинематики и динамики контакта, времени землетрясения. Определяется ресурс нормального функционирования фрикционных маятниковых подшипников скольжения.

Сейсмическая интенсивность влияет на термосиловую нагруженность, кинематику, ресурс и диссипативные процессы в подшипниках – сейсмоизоляторах. Выполненные вычисления и сравнение полученных результатов расчетов и экспериментов показывают, что разработанный метод расчета удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными. Метод расчета позволяет выполнять вычислительные эксперименты в широком диапазоне рабочих параметров нагружения и условий теплоотвода, а также прогнозировать температуру в зоне контакта и на глубине под поверхностью контакта, что дает возможность оценивать тепловое состояние контакта и подбирать антифрикционные материалы по их температурной стойкости.

Библиографический список

1. Природные опасности России. Сейсмические опасности./ Под общ. ред. Осипова В.И., Шойгу С.К. / М.: Изд-во «Крук», 2000.
2. Мазур И.И., Иванов О.П. Опасные природные процессы. Учебник. М.: «Экономика», 2004. С. 702.
3. Баринев А.В.. Чрезвычайные ситуации природного характера и защита от них. М.: Владос-Пресс, 2003. С. 496.
4. Морские инженерные сооружения. Ч. 1. Морские буровые установки. Учебник /

Борисов Р.В., Макаров В.Г., Макаров В.В. и др. / СПб. Судостроение, 2003 С. 535с.

5. Инагамов Р.Ш. Новая версия шкалы оценок сейсмической интенсивности. Проблемы оценки сейсмической опасности, сейсмического риска и прогноза землетрясений. А.Н. Республики Узбекистан. Материалы междунар. науч. Конф. -Ташкент, 7-8.10.2004. С. 63-66.

6. Строительство в сейсмических районах. СН и СП-7-81. Издание официальное. М. 2006. С. 45.

7. Физический энциклопедический словарь. Гл. редактор А.М. Прохоров.: М.: «Советская энциклопедия» 1983. С. 944.

8. United States Patent N 4,644,714 Victor A. Zayas. Earthquake protective column support, 1987.

9. Constantinou M.C., Mokha A.S., Reinhorn A.M. (1990) "Experimental and Analytical Study of a Combined Sliding Disc Bearing and Helical Steel Spring Isolation System", Report NCEER-90-0019, National Center for Earthquake Engineering Research, Buffalo, NY.

10. Clarke C.S.J., Buchanan R., Efthimiou M., Shaw C. Structural Platform Solution for Seismic Arctic Environments – Sakhalin II Offshore Facilities. 2005 Offshore Technology Conference -17378-PP. P. 21.

11. Машиностроение, Энциклопедия, том IV-1, Главный редактор Решетов Д.Н. М.: Машиностроение, 1995. С. 237.

12. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. С. 292

13. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. М: Машиностроение, 1986.p.223, (in Russian).

14. Семенов А.П., Савинский Ю.Э. Металлофторопластовые подшипники. М: Машиностроение, 1976.p.190, (in Russian).

15. Garlock Bearings, Inc.(1987), «DU Self-Lubricating Bearings», Catalog 781-C, Thorofare, New Jersey.

16. Дроздов Ю.Н., Надеин В.А., Пучков В.Н. Трибологические характеристики фрикционных сейсмоизоляторов маятникового типа // Трение и износ, № 2, 2007, V.28, p.119-127, (in Russian.)

17. Segerlind L.J. Applied Finite Element Analysis. John Wiley and Sons, Inc. New York/London/Sydney/Toronto. p.1976.

18. Лыков А.В. Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. С. 441. (in Russian.)

References

1. Natural danger of Russia. Seismic danger. / Ed. Osipov V.I., Shoigu S.K. / M.: Kruk, 2000, (in Russian).

2. Mazur I.I., Ivanov O.P. Natural dangerous processes. Textbook. M.:Economics, 2004.p. 702. (in Russian).

3. Barinov A.V. Extraordinary situations of natural character and defence from it. M. Vldos-Press, 2003. p. 496. (in Russian).

4. Naval engineers building. Pt.1. Naval boring plant. Textbook./ Borisov R.V., Makarov V.G., Makarov V.V. e.a./SPb: Sudostroenie, 2003 p.535. (in Russian).

5. Inagamov R.Sh. New version of seismic intensity estimation. Problems of seismic dangers and seismic risk estimations and prediction of earthquake. Uzbek Science Academy. Transactions of International scientific Conference. Tashkent, 7-8.10.2004. P.63-66.

6. Building in seismic regions. SN i PP.-7-81. Official Edition. M. 2006. p. 45. (in Russian).

7. Physical encyclopedic handbook. Ed. Prochorov A.M. M.: Sovetskaja enciklopedija, 1983, . p. 944. (in Russian).

8. United States Patent N 4,644,714 Victor A. Zayas. Earthquake protective column support, 1987.

9. Constantinou M.C., Mokha A.S., Reinhorn A.M. (1990) "Experimental and Analytical Study of a Combined Sliding Disc Bearing and Helical Steel Spring Isolation System", Report NCEER-90-0019, National Center for Earthquake Engineering Research, Buffalo, NY.

10. Clarke C.S.J., Buchanan R., Efthimiou M., Shaw C. Structural Platform Solution for Seismic Arctic Environments – Sakhalin II Offshore Facilities. 2005 Offshore Technology Conference -17378-PP. P. 21.

11. Mashinostroenie, Encyclopedia, vol. IV-1, Ed.. Reshetov D.N. M.: Mashinostroenie, 1995. p. 237, (in Russian).

12. Kogaev V.P, Drozdov Y.N. Strength and wearresisting of machine detailes. M.: Visshaja shkola, 1991. p. 292, (in Russian).

13. Drozdov Y.N., Pavlov V.G, Puchkov V.N. Friction and wear in extreme conditions M: Mashinostroenie, 1986.p.223, (in Russian).

14. Semionov A.P., Savinski Yu.E. Fluoroplastic Metal Bearings M: Mashinostroenie, 1976.p.190, (in Russian).

15. Garlock Bearings, Inc.(1987), «DU Self-Lubricating Bearings», Catalog 781-C, Thorofare, New Jersey.

16. Drozdov Y.N., Nadein V.A, Puchkov V.N. Tribological characteristic of friction seismic pendulum insulator // Trenie i iznos, № 2, 2007, V.28, p.119-127, (in Russian.)

17. Segerlind L.J. Applied Finite Element Analysis. John Wiley and Sons, Inc. New York/London/ Sydney/Toronto. p.1976.

18. Likov A.V. Thermal Conductivity. M.: Vischaya shkola. 1967, P.441. (in Russian.)

INFLUENCE OF EARTHQUAKE PARAMETERS ON TRIBOLOGICAL PROPERTIES OF FRICTION PENDULUM BEARINGS (SEISMO INSULATORS)

©2009 Y. N. Drozdov¹, V. A Nadein², V. N. Puchkov¹, M. V. Puchkov¹

¹Mechanical Engineering Research Institute, Moscow

²OGS – Energiadiagnostika, Moscow

Frictional pendulum bearings (FPB) have the universal properties satisfying various requirements at operation of buildings, bridges and industrial constructions. The dynamic periods of oscillations from 1 up to 5 s, displacement up to 1,5 m, high bearing capacity and damping can be provided. Bearings can maintain vertical loading up to 13,5 thousand tons and have the minimal cost of a structure. In the paper the information on influence of earthquakes and other forces influenced on FPB characteristics, used as seismo-insulators in oil platforms of the project "Sakhalin - 2" are represented.

Earthquake, seismo-insulation, friction, pendulum sliding bearings, antifrictional materials, tribological properties, thermal condition, lifetime

Информация об авторах

Дроздов Юрий Николаевич, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом Института машиноведения им. А.А.Благонравова Российской Академии наук. Область научных интересов: трибология, контактная гидродинамика, теплофизика, диффузионные явления на смазанном контакте, долговечность.

Надеин Владимир Александрович, Генеральный директор - президент ООО НГБ-«Энергодиагностика». Область научных интересов: риски, безопасность сложных технических систем, эффективность газо- и нефтедобычи.

Пучков Владимир Николаевич, кандидат технических наук, доцент, заведующий лабораторией Института машиноведения им. А.А. Благонравова Российской Академии наук. Область научных интересов: трибология, граничная смазка, твердые смазочные покрытия, экстремальные условия.

Пучков Михаил Владимирович, научный сотрудник Института машиноведения им. А.А.Благонравова Российской Академии наук. Область научных интересов: трибология, самосмазывающиеся материалы, тепловые расчеты, контактные задачи.

Drozдов Yurii Nikolaevich, Doctor of Technical Science, Head of Tribology Department of Mechanical Engineering Research Institute of Russia Academy of Science. Area of Research: tribology, contact hydrodynamic, thermal physic, diffusion phenomena in lubricated contact, life time.

Nadein Vladimir Alexandrovich, General Director–Prezident of OGS-Energodiagnostika. Area of Research: industrial and environmental safety, maintenance and reliability in gas and oil-industry.

Puchkov Vladimir Nikolaevich, Candidate of Technical Science, Head of Laboratory “Wear at Boundary Lubrication” of Mechanical Engineering Research Institute of Russia Academy of Science. Area of Research: tribology, boundary lubrication, solid lubricant, antifrictional materials, extreme conditions.

Puchkov Michail Vladimirovich, Scientist of Mechanical Engineering Research Institute of Russia Academy of Science. Area of Research: tribology, selflubricating materials thermal calculation, contact problem.

УДК 621. 51

**ЧАСТНАЯ МЕТОДИКА
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГОЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ТУРБОКОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ
ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

© 2009 Д. А. Довгялло, В. А. Кудинов

Самарский государственный технический университет

Представлены рекомендации по использованию эксплуатационных режимно-параметрических показателей воздушного турбокомпрессора для оценки резервов энергосбережения при работе на нерасчетном режиме.

Турбокомпрессор, производство воздуха, удельные затраты энергии, показатели работы станции

Среди энергоресурсов, используемых в технологиях крупных промышленных предприятий, важное место занимает сжатый воздух [1]. Он производится непрерывно в течение суток. Его потребление отличается только количеством в единицу времени.

Сжатый воздух является дорогим энергоносителем [2]. Общие затраты на производство одного кубического метра воздуха (для крупного завода) доходят до 0,75 руб/м³_н (по ценам 2008 г).

Энергоёмкость воздуха обычно оценивается отношением количества затраченной электроэнергии к количеству воздуха. Причём затраты электроэнергии и количество воздуха можно относить как к собственно компрессорам, так и к компрессорной станции в целом. В общем случае эти показатели будут разными, потому что количество произведенного и отпущенного со станции потребителям воздуха отличаются друг от друга. Эта разница возникает в случае, когда часть или весь воздух проходит специальную подготовку – осушку. Вполне очевидно, что энергоёмкость неосушенного воздуха будет ниже осушенного (воздух КИП). Причём это обусловлено не только дополнительными энергозатратами на осушку, но в основном уменьшением самого количества воздуха, так как часть сухого очищенного воздуха (до 18%) безвозвратно теряется в блоках осушки.

Интересным является тот факт, что если раньше во многих случаях количество осушенного воздуха, отпускаемого с компрессорной станции, определялось только потребностью приборов автоматики, аппара-

туры КИП и отдельными техпроцессами, то в последнее время количество осушаемого воздуха часто доходит до 100 %. Это объясняется тем, что увеличение затрат на эксплуатацию трубопроводной сети (это десятки километров) при использовании неосушенного воздуха начинают превышать затраты на осушку.

Поиск резервов энергоресурсосбережения требует знания энергоёмкости и количества воздуха на всех этапах его производства компрессорной станцией. При этом прямой резерв энергосбережения оценивается по потреблению электроэнергии, а резерв ресурсосбережения определяется потреблением воды и потерями воздуха на осушку.

Обычно анализ проводят отдельно по энергоёмкости воздуха (затраты собственно электроэнергии), удельным затратам воды на один кубометр произведенного или отпущенного со станции воздуха и по доле потерь воздуха в блоках осушки. В то же время затраты на воду можно через текущие внутренние тарифы предприятия привести к киловатт-часам и выразить общие энерго- и ресурсозатраты также в кВт.ч/м³_н. Этот показатель будет более полно отражать все расходы на производство воздуха основным оборудованием станции.

Таким образом, можно обозначить следующие энергоэкономические показатели (здесь предполагается 100% осушка воздуха на станции):

$e_k = W_k / V_k$ кВт.ч/м³_н - энергоёмкость произведенного компрессорами воздуха (затраты электроэнергии только на компрессорах,

отнесенные к количеству выработанного компрессорами воздуха);

$e_{ск} = W_c / V_c$ кВт.ч/м³_н - энергоёмкость произведенного станцией воздуха (полные затраты электроэнергии на станции, отнесенные к количеству выработанного компрессорами воздуха);

$e_c = W_c / V_c$ кВт.ч/м³_н - энергоёмкость отпущенного потребителю сухого воздуха (полные затраты электроэнергии на станции, отнесенные к количеству отпущенного со станции осушенного воздуха);

$e_{рк} = E_c / V_c$ кВт.ч/м³_н - энергоресурсоёмкость произведенного воздуха (полные затраты электроэнергии и воды, отнесенные к количеству выработанного компрессорами воздуха);

$e_{рс} = E_c / V_c$ кВт.ч/м³_н - энергоресурсоёмкость отпущенного потребителю сухого воздуха (полные затраты электроэнергии и воды, отнесенные к количеству отпущенного со станции осушенного воздуха).

При расчёте на один килограмм воздуха энергоёмкость $e = W / m$ и энергоресурсоёмкость $e = E / m$ будут иметь размерность кВт.ч/кг.

Входящие в приведенные выше показатели энергоёмкости значения W и V измеряются по приборам учёта или определяются расчётным путем. И если измеряемая прибором учета величина является в максимальной степени объективным параметром, то определяемая по какой-либо методике, она имеет отклонения от фактической, часто весьма существенные. Наиболее достоверными данными обычно являются измеряемые и рассчитываемые затраты электроэнергии. Для станции в целом это будут общие расходы электроэнергии по электросчетчику, а для отдельных видов основного оборудования они определяются расчётом по регистрируемым в журналах учета силе тока, напряжению в сети и времени работы данного оборудования.

Значительно сложнее обстоит дело с определением расхода производимого воздуха. Так, если точными данными можно считать только расход по поверенному расходомеру, то остальные величины расхода (например, расход на выходе из компрессора), определяемые расчётным путем, будут в той или иной степени приближенными.

Получение более точных данных по количеству произведенного компрессором воздуха позволит иметь более достоверные значения e_c и $e_{ск}$, что весьма важно для оценки состояния компрессоров.

Ниже предлагается методика определения количества производимого компрессорами воздуха на основе использования режимно-параметрических показателей их работы.

Используемый на предприятиях сжатый воздух при централизованном воздухо-снабжении производится на компрессорных станциях, в состав оборудования которых могут входить компрессоры различных типов (центробежные, винтовые, поршневые).

При уровне давления производимого воздуха до 1,0 МПа и производительности порядка 100 м³/мин и выше используют, как правило, многоступенчатые центробежные компрессоры.

Теория рабочих процессов таких компрессоров хорошо разработана [3]. Изучены также вопросы совместной работы компрессора с сетью, устойчивость работы, методы регулирования, а также вопросы эксплуатации.

Вместе с этим при эксплуатации компрессоров, которые, как правило, работают на нерасчетном режиме, возникают проблемы оценки фактических показателей, таких как производительность и удельные затраты энергии на производство воздуха.

При обследовании компрессоров приходится пользоваться так называемой базовой характеристикой оборудования.

Она построена в координатах $P_k - V$ (либо $P_k - m$, рис. 1) для расчетных параметров входа P_0 , T_0 (обычно это 0,1 МПа и 293 К).

Как показала практика обследования компрессорных станций, становится необходимым разработка практической методики, позволяющей получить фактическую производительность компрессора по текущим режимно-параметрическим показателям его работы (часто далеко не полным).

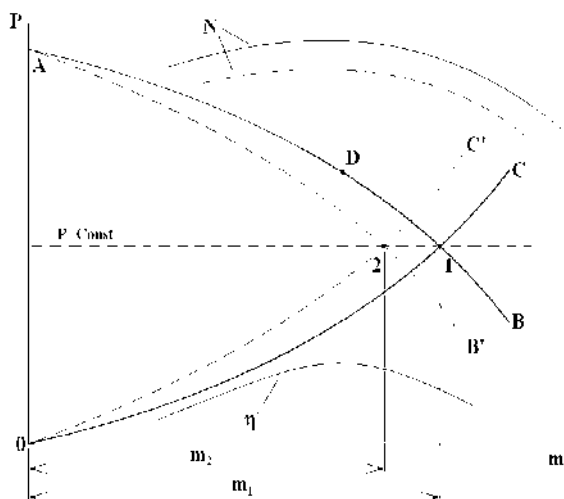


Рис 1. Характеристики компрессора и сети при $P_k = \text{Const}$

Обследование показывает, что подавляющее большинство турбокомпрессоров работает на режиме постоянства оборотов $n = \text{const}$ и давления сети $P = \text{const}$, причем последнее значительно отличается от давления расчетной точки D в меньшую сторону. При снижении потребного расхода (переход характеристики сети с линии OC на OC') постоянство давления P_k обеспечивается системой регулирования чаще всего путём дросселирования на входе. При этом степень повышения давления компрессора остается неизменной (расчетной при $n = \text{const}$), объёмный расход также сохраняется, но массовая производительность за счет разрежения на входе снижается (переход из точки 1 в точку 2).

Ставится вопрос, как определить реальную производительность компрессора в точке 2, не лежащей на паспортной характеристике AB.

Нетрудно показать, что в этом случае производительность изменится в число раз, равное отношению давления расчетной точки D к давлению P_k , т.е. постоянному давлению в сети. Во столько же раз изменится от расчётного P_0 и давление на входе $P_{\text{вх}}$. Ввиду отсутствия комплексных характеристик компрессора и сети в полном диапазоне изменения параметров оценить к.п.д компрессора η будет затруднительно. Найденная по приведенной здесь методике уточненная производительность V_k позволяет найти энергоёмкость произведенного собственно

турбокомпрессором воздуха, что позволит дополнить и уточнить методику расчета норм расхода электроэнергии.

Разница между значениями $N_{\text{уд}}$ для точек 1 и 2 и будет определять перерасход электроэнергии при уходе с базовой характеристики компрессора, т.е. характеризовать резерв энергосбережения по компрессорам.

Так как не весь воздух, производимый компрессорами, отпускается со станции, то разница между V_k и V_c должна определять затраты воздуха на осушку и собственные нужды станции.

Расход воздуха на регенерацию адсорбента (холодная и горячая продувки) принято определять по графикам или номограммам, представленным в инструкциях по эксплуатации блоков осушки воздуха (БОВ). Однако практика эксплуатации систем осушки показывает, что режимы регенерации не всегда соответствуют рекомендациям и фактические потери воздуха в БОВ могут отличаться от нормативных (кстати не всегда в худшую сторону). Установка расходомеров на блоках осушки часто затруднительна и нецелесообразна.

При обследовании систем осушки выяснилось, что режимно-параметрические показатели, которые регистрируются в журналах учета вполне позволяют определить расход воздуха на регенерацию.

В журналах учета компрессорных станций фиксируются режимные показатели работы блоков осушки. Это, как правило, величина тока на электронагревателях воздуха, направляемого на регенерацию адсорбента и время холодной и горячей продувок. В режиме горячей продувки при работе подогревателя его можно рассматривать в качестве калориметра. Тогда массовый расход воздуха можно определить из соотношения:

$$Q = G_{\text{ВП}} \cdot c_{\text{PB}} \cdot (t_B'' - t_B') \cdot \tau_{\text{ВП}} = W \cdot \tau_{\text{ВП}}, \quad (1)$$

где: Q - тепло, пошедшее на нагрев воздуха в воздухоподогревателе; W - электрическая мощность, кВт; c_{PB} - теплоёмкость воздуха, кДж/кг К; $G_{\text{ВП}}$ - расход воздуха при горячей продувке, кг/с; t_B' - температура воздуха на входе в подогреватель; t_B'' - температура воз-

духа на выходе из подогревателя; $\tau_{ГП}$ - время горячей продувки, с.

Электрическая мощность достаточно просто определяется по току I и фазовому напряжению U_{ϕ} .

Набирая из журнала учёта суммарное время горячих продувок за анализируемый период (сутки, неделя,...), можно определить общий расход воздуха за это время.

В зависимости от типа блока осушки время регенерации составляет от 1,5 до 2,5 ч. В действительности же оно может существенно отличаться в зависимости от условий и состояния адсорбента.

Время холодной продувки $\tau_{хп}$ адсорбента обычно в два раза меньше, чем $\tau_{гп}$. Как правило, давление воздуха на холодную продувку остается таким же, как и для горячей продувки. Поэтому при этих условиях расход на эту фазу продувки можно принимать пропорционально времени холодного дутья.

Таким образом, общий расход воздуха на регенерацию адсорбента в блоках осушки будет составлять:

$$G_{B.Pez} = G_{BП} \cdot \left(1 + \frac{\tau_{хп}}{\tau_{гп}}\right), \text{ кг/ч.} \quad (2)$$

Следует подчеркнуть, что такой расчет справедлив при неизменном давлении воздуха, поступающего в блоки осушки и одинаковом значении $\Delta t = t_B'' - t_B'$. В противном случае, необходимо подсчитать $G_{B.Pez}$ для отдельных режимов, после чего просуммировать. Доля воздуха, идущая на собственные нужды (осушка сжатого воздуха), определяется коэффициентом

$$k_{с.н} = \frac{V_{B.Pez}}{V_{об}}. \quad (3)$$

Если этот коэффициент больше 0,17, то следует провести самостоятельное обследование систем осушки. Если же меньше 0,17, то это значение можно принять за нормативный коэффициент.

Таким образом, возникает дополнительная возможность ещё раз оценить количество воздуха, произведенного компрессорами.

Общее количество воздуха $V_{об}$, отпущенное со станции и затраченное на осушку, будет равно сумме количества воздуха, определенного по выходному расходомеру и

рассчитанному по представленной выше формуле.

Представление $G_{B.Pez}$ к объёмному количеству с учетом нормальных условий,

$$V_{B.Pez} = \frac{G_{B.Pez} \cdot 287 \cdot 273}{1,02 \cdot 10^5} = 0,768 \cdot G_{B.Pez},$$

(м³/ч), позволяет найти:

$$V_{об} = V_{B.П} + V_{B.Pez},$$

где $V_{B.П}$ – количество воздуха, регистрируемое на выходе из компрессорной станции и направляемое потребителям.

Таким образом, предлагаемая здесь методика позволяет найти два значения количества воздуха V_k и $V_{об}$. В принципе эти значения должны быть равны (с погрешностью расчетов).

Однако можно заранее отметить, что если расхождение будет существенным, то эта разница будет означать потери воздуха при перепуске (через байпас) в компрессорах, аварийных сбросах и технологических продувках на самих станциях. Очевидно, что при перепуске в магистраль станции поступает количество воздуха, не соответствующее V_k . Несмотря на это, вследствие того, что энергия на производство всего количества, прошедшего через компрессор воздуха была затрачена, для энергоэкономических показателей e_k , $e_{ск}$ и $e_{рк}$ следует выбирать именно это значение V_k .

В качестве вывода можно отметить, что приведенный в настоящей статье аналитический материал позволяет разработать простые и удобные для эксплуатационников методики расчета энергоэкономических показателей работы воздушных компрессорных станций без привлечения дополнительных дорогостоящих приборов учета.

Библиографический список

1. Миняев, Ю.Н. Энергетическое обследование пневмохозяйств промышленных предприятий / Ю.Н. Миняев. – Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2003. - 151 с.
2. Назаренко, У.П. Экономия электроэнергии при производстве и использовании сжатого воздуха. Изд.2-е, перераб. и доп. / У.П. Назаренко. – М.: Энергия, 1976. – 104 с.
3. Селезнев, К.П. Теория и расчет турбокомпрессоров. Учебное пособие / К.П. Се-

лезнев [и др.]. Под общей ред. К.П. Селезнева. – 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-е, 1986. – 392 с.

References

1. Minyaev Y.N. Energy investigation of industrial factories' pneumo devices. – Ekaterinburg, 2003. - 151 p.

2. Nazarenko U. P. Electro energy economy in production and using of pressed air – M.: Energy, 1976. – 104 p.

3. Seleznev K.P., Galerkin and other. Theory and calculation of turbo compressors.– L.: Mashinostroenie, 1986. – 392 p.

SPECIAL METHODIC OF ECONOMICS INDEXES DETERMINATION OF TURBOCOMPRESSOR STATIONS FOR CENTRAL AIR SUPPLY OF INDUSTRIAL FACTORIES

© 2009 D. A. Dovgyallo, V. A. Kudinov

Samara state technical university

In this paper it is presented recommendations of using of compressor stations working parameters and their external output characteristics to evaluate of energy saving reserves during work on non standard regime.

Turbo compressor, air production, energy unit costs, plant work data

Информация об авторах

Довгялло Данила Александрович, аспирант кафедры теоретических основ теплотехники и гидромеханики Самарского государственного технического университета. Тел. (927) 713-95-39. E-mail: dovdan@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, энергоресурсосбережение.

Кудинов Василий Александрович, доктор физико-математических наук, профессор, заведующий кафедрой теоретических основ теплотехники и гидромеханики Самарского государственного технического университета. Тел: (846) 332-42-44, 332-42-35. E-mail: totig@yandex.ru. Область научных интересов: математические методы и математическое моделирование, рабочие процессы ТЭС, энергоресурсосбережение.

Dovgyallo Danila Aleksandrovich, post-graduate student of department heat engineering theory and hydromechanics, Samara state technical university. Phone: (927) 713-95-39. E-mail: dovdan@mail.ru. Area of research: heat and cooling machines' work processes, energy saving.

Kudinov Vasiliy Aleksandrovich, doctor of physico-mathematical science, professor of department heat engineering theory and hydromechanics of Samara state technical university. Phone: (846) 332-42-44, 332-42-35. E-mail: totig@yandex.ru. Area of research: mathematical methods and mathematical simulation, thermal power plant work processes, energy saving.

СКОЛЬЖЕНИЕ В МЕЖВАЛЬНОМ РОЛИКОВОМ ПОДШИПНИКЕ ГТД

© 2009 В. В. Макаrchук¹, Н. И. Петров², В. И. Акифьев³

¹Завод авиационных подшипников, г. Самара

²Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва

³Самарский государственный аэрокосмический университет

Приведены результаты экспериментального исследования и теоретического расчета скольжения сепаратора в цилиндрическом роликовом межвальном подшипнике газотурбинного двигателя.

Подшипник, проскальзывание, скольжение сепаратора, ролик, газотурбинный двигатель

Проскальзывание комплекта тел качения и связанные с ним дефекты рабочих поверхностей являются наиболее распространенной причиной потери работоспособности межвальных подшипников авиационных газотурбинных двигателей [1]. Основные положения теории расчета на проскальзывание высокоскоростных роликовых подшипников изложены в работах [2,3].

Вместе с тем в указанных работах при анализе условий силового равновесия комплекта тел качения и сепаратора принято, что силы трения в контактах роликов с кольцами определяются лишь сдвигом смазочных слоев при проскальзывании. При этом не учитываются условия трения в кон-

тактах шероховатых поверхностей при неполном разделении их слоем смазки.

Кроме того, в указанных работах не учитываются особенности работы межвальных подшипников при различных соотношениях скоростей вращения внутреннего и наружного колец. В этой связи теоретические расчеты по программе, основанной на методике работы [3], дают значения проскальзывания сепаратора, значительно превышающие полученные в работе [4] экспериментально.

На рис. 1 приведена схема узла испытаний межвальных и межроторных подшипников.

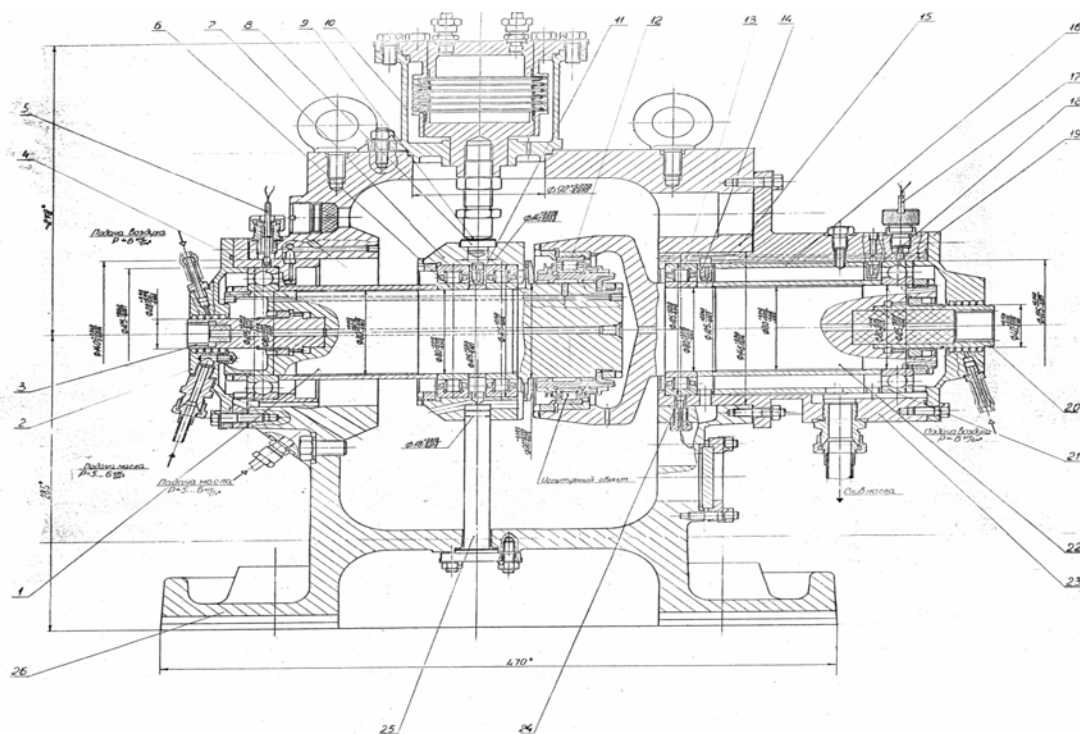


Рис. 1. Узел испытаний межвальных подшипников

Измерения частот вращения колец осуществлялись индукционными датчиками. Частота вращения сепаратора измерялась токовихревым преобразователем. Все частоты вращения в интервале $0,10 \dots 0,12 \text{ с}^{-1}$ одновременно регистрировались на компьютер с последующим спектральным анализом. Величина проскальзывания определялась сравнением теоретической (расчетной) частоты вращения сепаратора с фактической, измеренной на каждом режиме.

На рис. 2 приведены результаты испытаний подшипника 55-2672919P5 при различных значениях радиального зазора при смазке маслом ИПМ-10. Величины проскальзывания сепаратора приведены в зависимости от частоты вращения наружного кольца. При этом частоты вращения внутреннего кольца соответствовали режимам

работы подшипника в изделии. В результате получено уменьшение значения проскальзывания сепаратора по мере роста частот вращения колец. Это противоречит общепринятым представлениям об увеличении проскальзывания с увеличением частоты вращения подшипника. Однако по нашему мнению в межвальных и межроторных подшипниках проскальзывание зависит не от абсолютных значений частот вращения внутреннего и наружного колец, а от их разности (от «скольжения роторов»). Экспериментальные зависимости проскальзывания в подшипнике от разности частот вращения колец приведены на рис. 3 при нагрузке $F_r=50 \text{ Н}$ и различных значениях радиального зазора. Видно увеличение проскальзывания с увеличением «скольжения роторов».

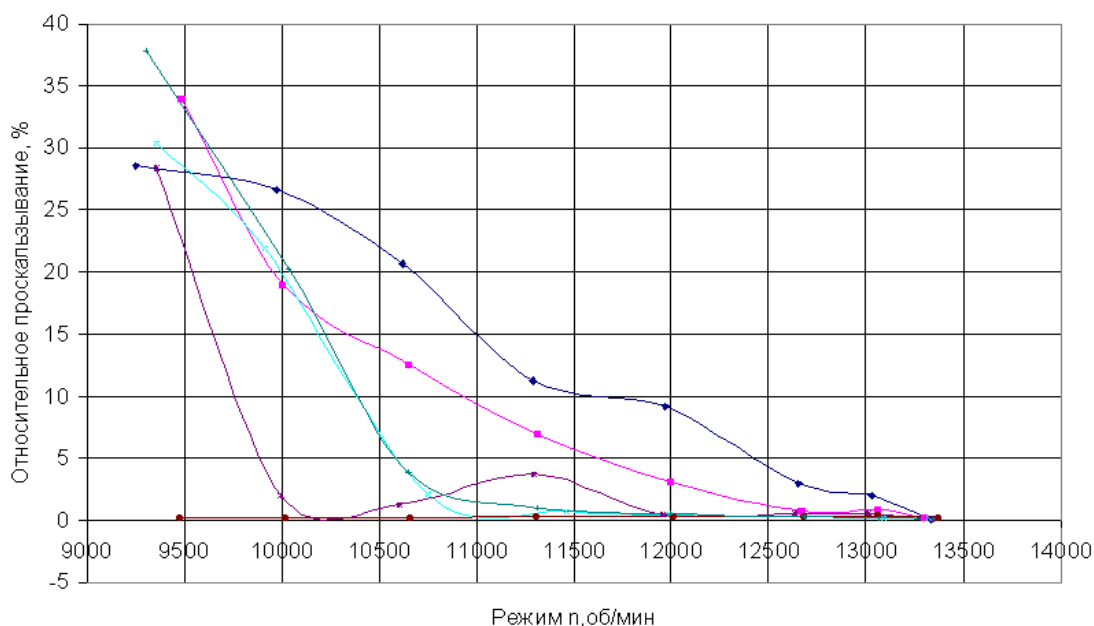


Рис.2. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов в подшипнике при $F_r=50 \text{ Н}$ от частоты вращения и величины радиального зазора

Для теоретического расчета проскальзывания сепаратора в подшипнике используется методика работы [3], в которой сделаны уточнения зависимостей для расчета сил трения в контактах роликов с кольцами по рекомендациям работы [5]. При малых толщинах смазочных слоев потери на трение определяются как касательными напряжениями в слое смазки, так и трением в контактах выступов шероховатых металлических поверхностей контактирующих тел.

Составляющая силы трения, определяемая напряжениями сдвига смазочного слоя, находится по методике работы [3]. При расчете толщины смазочного слоя используется среднее значение температуры смазки в контакте. Составляющую силы трения, определяемую взаимодействием контактов шероховатых поверхностей, можно определить по рекомендациям [6] или принять приближенно по результатам экспериментов.

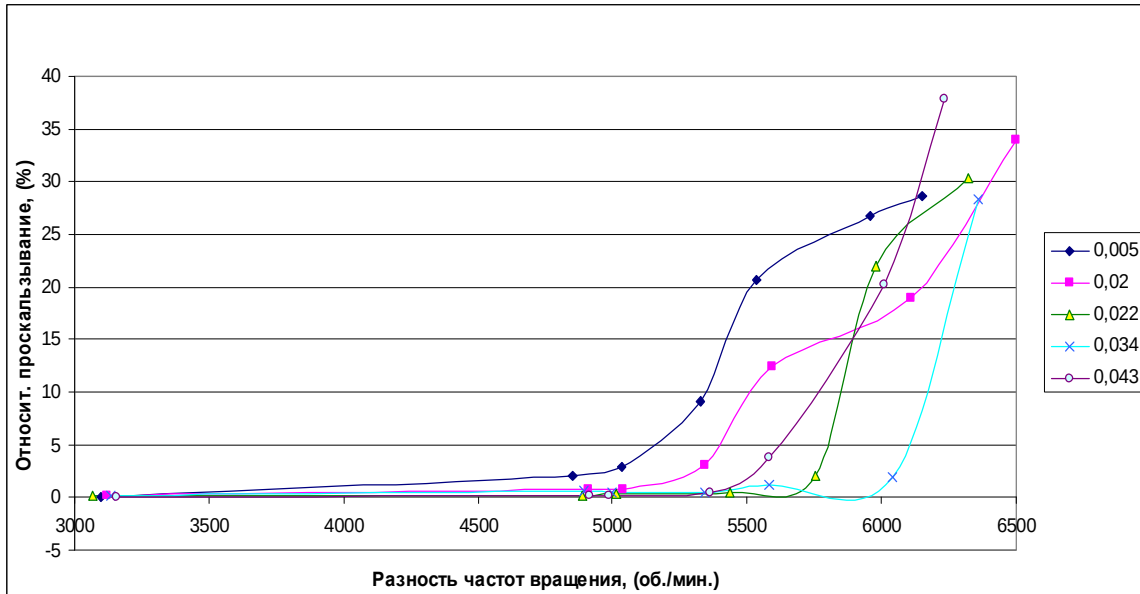


Рис.3. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов от разности частот вращения колец при различных значениях радиального зазора

Величина коэффициента трения в смазываемом контакте шероховатых поверхностей определяется суммированием:

$$f = f_{см}(1-\eta) + f_{мет}\eta.$$

При этом относительная площадь металлического контакта приближенно определяется по формуле:

$$\eta = t_p / 2.$$

Здесь для нормального закона распределения высот микронеровностей относительную опорную длину профиля [6] можно вычислить по формуле:

$$t_p = 0,5 - \Phi(\lambda),$$

где $\Phi(\lambda)$ - интеграл вероятности, λ - параметр, характеризующий режим смазывания в УГД контакте. По рекомендациям Т. Тальяна

$$\lambda = h_0 / R_{ск}.$$

Величину среднего квадратичного отклонения приведенного профиля шероховатой поверхности можно принять равной:

$$R_{ск} = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}.$$

Здесь R_{a1} и R_{a2} - средние арифметические отклонения шероховатых поверхностей роликов и колец.

На рис. 4...7 приведены сравнения теоретических и экспериментальных значений проскальзывания сепаратора в зависимости от разности частот вращения колец при радиальной нагрузке 0,5 кН. Кроме того, на рисунках приведены значения температуры подшипника в экспериментах.

Результаты расчетов имеют удовлетворительное соответствие с экспериментальными данными в связи с многофакторностью зависимости проскальзывания: от радиальной нагрузки, радиального зазора, частот вращения колец, «скольжения роторов», температуры не только наружного, но и внутреннего колец, температуры смазки, ее свойств, объема и способа подачи в подшипник и других факторов.

К сожалению, многие факторы сложно оценить в расчетах. Вместе с тем результаты экспериментов и теоретических расчетов позволяют сделать некоторые выводы о работоспособности межвальных подшипников. Прежде всего установлено, что термин «проскальзывание» для межвальных подшипников является условным, так как частота вращения сепаратора оказывается не ниже, а выше теоретической (эпициклической). Это объясняется тем, что в межвальном подшипнике большинство роликов (даже в разгруженной зоне) являются «ведущими» так как прижимаются значительными по величине центробежными силами к вращающемуся на-

ружному кольцу. Теоретический анализ показывает, что вследствие этого скольжение роликов относительно наружного кольца минимально и близко к нулю. В то же время наблюдается значительное по величине скольжение роликов относительно внутреннего кольца.

В этой связи в отличие от общепринятого выражения скольжение сепаратора межвального подшипника целесообразно определять отношением:

$$\varepsilon_0 = \omega_0 / \omega_{00} - 1.$$

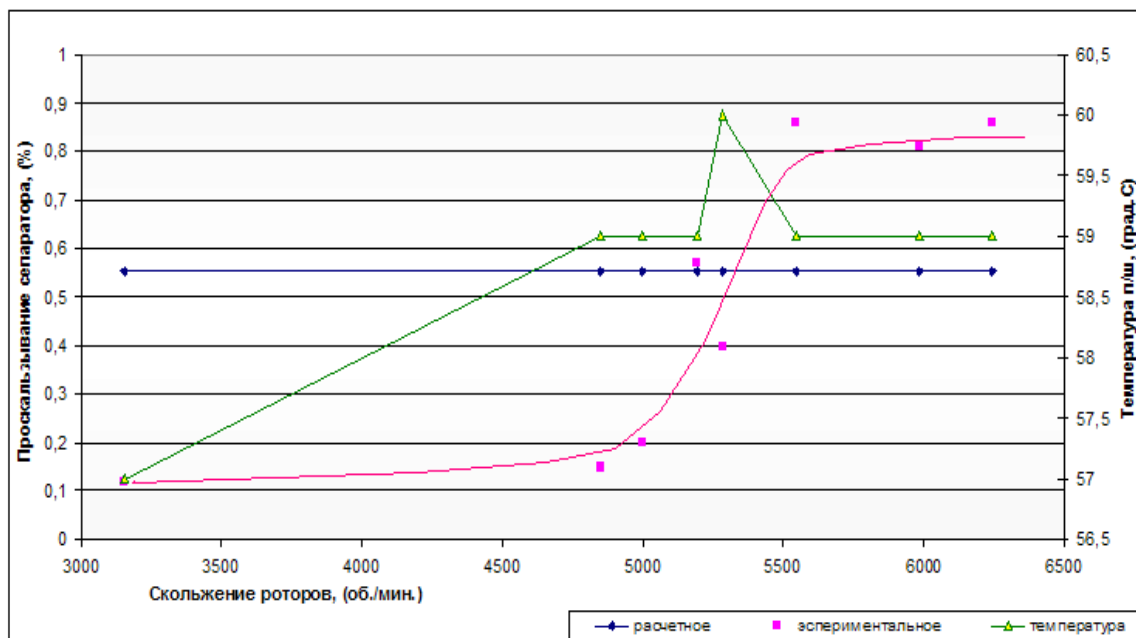


Рис.4. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов от разности частот вращения колец при радиальном зазоре 0,005 мм

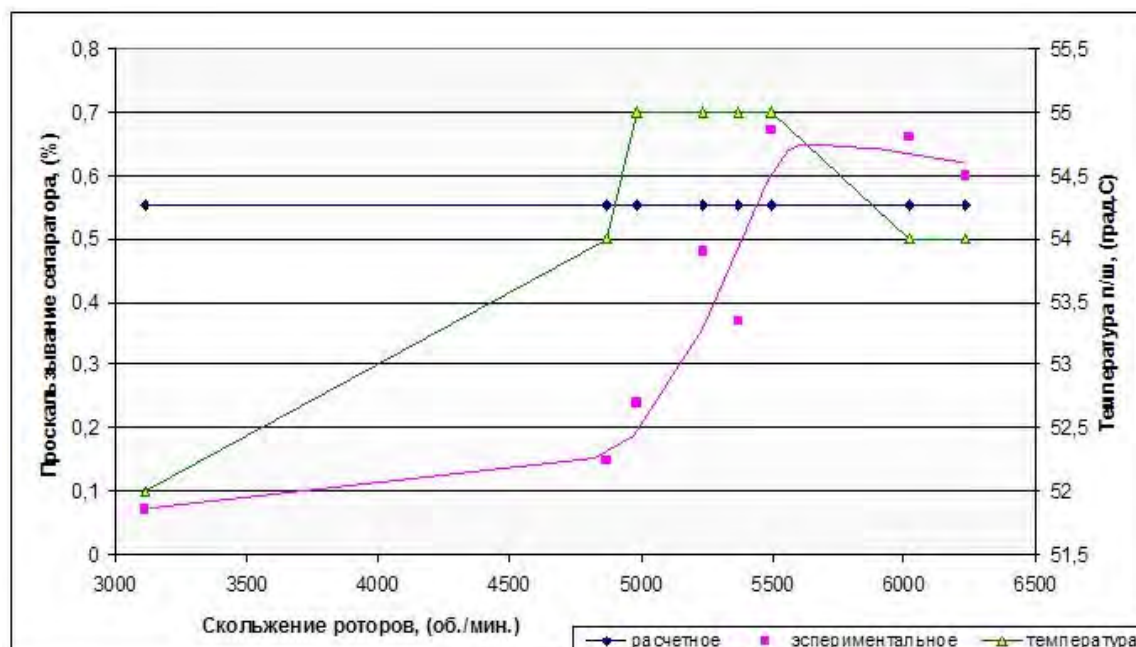


Рис.5. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов от разности частот вращения колец при радиальном зазоре 0,020 мм

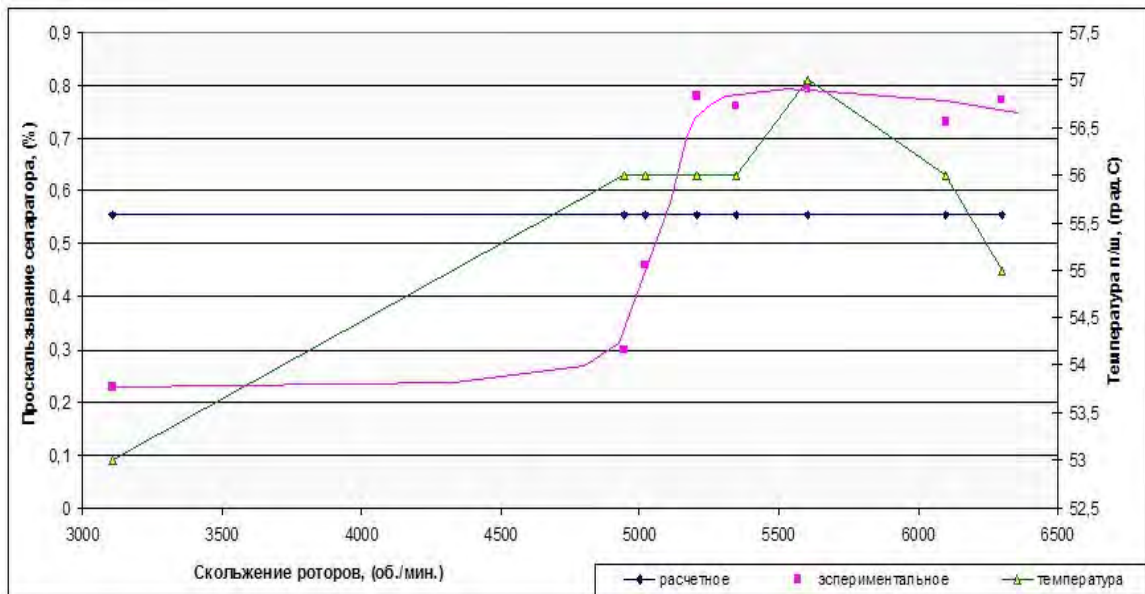


Рис.6. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов от разности частот вращения колец при радиальном зазоре 0,034 мм

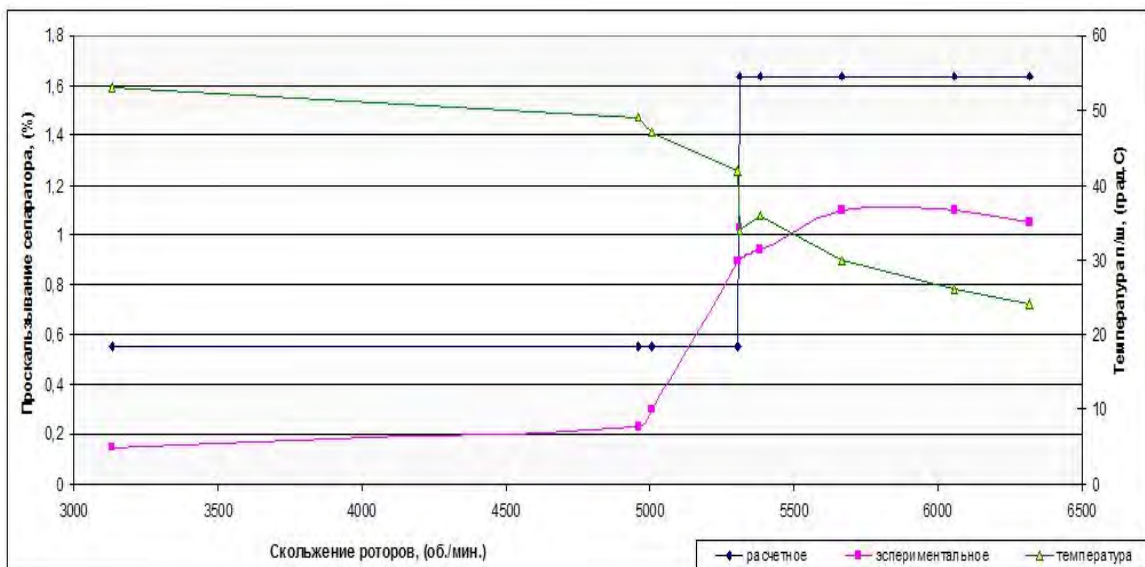


Рис.7. Зависимость проскальзывания сепаратора с комплектом роликов от разности частот вращения колец при радиальном зазоре 0,043 мм

При условии $\omega_0 \leq \omega_n$ максимальная величина скольжения сепаратора определяется соотношением:

$$\varepsilon_0 \leq \frac{(\omega_n - \omega_g)(1 - D_w/d_m)}{2\omega_{00}},$$

где ω_n и ω_g - частоты вращения колец; D_w - диаметр ролика; d_m - средний диаметр подшипника; ω_{00} - эпициклическая частота вращения сепаратора (определяется известными зависимостями).

Полученная зависимость подтверждает сделанный выше вывод о том, что скольже-

ние сепаратора межвального подшипника зависит от разности частот вращения колец.

Для подшипника 55-2672919P5 при испытаниях на режиме, соответствующем режиму «малого газа» двигателя, скорости вращения колец были равны:

$$n_g = 3060 \text{ мин}^{-1}, \quad n_n = 9360 \text{ мин}^{-1}.$$

Разность частот вращения $n_n - n_g = 6300 \text{ мин}^{-1}$. В этом случае предельное значение скольжения сепаратора будет равно 44,6%. В экспериментах при малом значении радиальной нагрузки ($F_r = 50 \text{ Н}$), как показано на рис. 3, скольжение сепаратора состави-

ло от 21,9% до 37,7% в зависимости от радиального зазора.

На режиме «полного газа» при $n_g = 10200 \text{ мин}^{-1}$ и $n_n = 13300 \text{ мин}^{-1}$ («скольжение роторов» 3100 мин^{-1}) получим $\varepsilon_0 \leq 12,0\%$. В испытания получено незначительное скольжение сепаратора от 0,04% до 0,20% в зависимости от радиального зазора и температуры масла.

Теоретический анализ показывает, что скорость скольжения ролика в контакте с беговой дорожкой внутреннего кольца может быть определена по формуле:

$$V_{se} = d_m (\omega_0 - \omega_{00}) + V_{sn}.$$

Здесь V_{se} и V_{sn} - скорости скольжения ролика в контактах с внутренним и наружным кольцами соответственно.

При испытаниях подшипника 55-2672919P5 на режиме «малого газа» имеем $\omega_{00} = 676,7 \text{ с}^{-1}$. Скольжение сепаратора достигало 37,7%. Принимая $V_{sn} \approx 0$, получим, что скорость скольжения роликов в контакте с внутренним кольцом достигала значения $V_{se} \approx 28,7 \text{ м/с}$.

Это говорит о высокой теплонапряженности в контактах роликов с внутренним кольцом и, как следствие, возможности значительного изнашивания и заедания.

Уменьшение скольжения сепаратора и изнашивания на внутреннем кольце может быть обеспечено не только подбором оптимальной величины радиального зазора, но и предварительным нагревом масла, подаваемого в подшипник.

Так при радиальном зазоре $g = 0,022 \text{ мм}$ при температуре 27°C скольжение сепаратора составило 33,77%, при температуре 37°C – 21,92%, а при температуре 46°C – всего 2,85%.

Библиографический список

1. Кузнецов Н.Д. Обеспечение надежности современных авиадвигателей // Проблемы надежности и ресурса в машиностроении. – М.: Наука, 1986. – С.51-68.
2. Harris T.A. An analytical method to predict skidding in high – speed roller bearings// ASLE Transactions. – 1966. – Vol. 9. № 3. – P. 229 – 241.

ings// ASLE Transactions. – 1966. – Vol. 9. № 3. – P. 229 – 241.

3. Акифьев В.И. Совершенствование методики расчета роликовых подшипников опор ГТД с учетом проскальзывания: Дис. ... канд. техн. наук. Руководитель А.И. Данильченко. – Самара, Самарск. гос. аэрокосм. ун-т, 1998. – 165 с.

4. Исследование проскальзывания межвального подшипника 55 -2672919P5 изделия 99В: Технический отчет / Руковод.: Г.М. Косинов, Н.И. Петров / ЦИАМ – Москва, 2002. – 18 с.

5. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макачук. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.

6. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М: Машиностроение, 1997. – 526 с.

References

1. Kuznecov N.D. Safeguarding of reliability up-to date aviation engines // Problems of reliability and resource in mechanical engineering. – M.: Science? 1986. – P.51-68.
2. Harris T.A. An analytical method to predict skidding in high – speed roller bearings// ASLE Transactions. – 1966. – Vol. 9. № 3. – P. 229 – 241.
3. Akifiev V.I. Perfection method of calculation roller (shaft) bearings for gas-turbine engines subject to slip and jamming: Dissertation for academic degree candidate of technical science. Supervisor of studies Danilchenko A.I. – Samara, Samara stat airspace university, 1998. – 165p.
4. Investigation of skidding in bearing 55 -2672919P5 between shafts of product 99V: Technical report/ Managers: G.M.Kosinov, N.I.Petrov/ CIAM – Moscow, 2002. – 18p.
5. Baliakin V.B., Zhilnikov E.P., Samsonov V.N., Makarchuk V.V., Theory and design of aviation gas-turbine engines rotor subjects. – Samara: Publishing house SSAU, 2007. – 254p.
6. Kragelsky I.V., Dobichin M.N., Kombalov V.S., Foundation of friction and wear calculations. – M.: Machine building, 1997. – 526p.

A SEPARATOR SKIDDING IN THE CYLINDRICAL ROLLER BEARING BETWEEN SHAFTS OF THE GAS TURBINE ENGINE

© 2009 V. V. Makarchuk¹, N. I. Petrov², V. I. Akifiev³

¹Air bearings factory

²Centre institute of aviation motor-building

³Samara state aerospace university

In article results of experimental researches and theoretical calculations of slippage of a separator in the cylindrical roller bearing between shafts of the gas turbine engine are presented.

Roller bearing, separator skidding, gas turbine engine

Информация об авторах

Макарчук Владимир Владимирович, генеральный директор завода авиационных подшипников, г. Самара. Тел.: (846) 338-72-30. E-mail: secretar@samzap.ru. Область научных интересов: конструкция и производство подшипников аэрокосмического применения.

Петров Николай Иванович, кандидат технических наук, начальник сектора исследований подшипников Центрального института авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва. Тел.: (495) 362-49-72. E-mail: petnic@ciam.ru. Область научных интересов: Конструкция и испытания подшипников ГТД.

Акифьев Владимир Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации авиационной техники Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-46-14. E-mail: avijohn@mail.ru. Область научных интересов: математическое моделирование и программирование.

Makarchuk Vladimir Vladimirovich, General director of Air bearings factory, Samara. Phone: (846) 338-72-30. E-mail: secretar@samzap.ru. Area of research: Construction and production airspace bearings.

Petrov Nikolay Ivanovich, Candidate of technical sciences, Director of sector investigations bearings gas turbine engines of Centre institute of aviation motor-building, Moscow. Phone: (495) 362-49-72. E-mail: petnic@ciam.ru. Area of research: Construction and test bearings gas-turbine engines.

Akifiev Vladimir Ivanovich, Candidate of technical sciences, Docent of exploitation aircraft sub-faculty of Samara state aerospace university. Phone: (846) 267-46-14. E-mail: avijohn@mail.ru. Area of research: Mathematical modeling and programming.

СНИЖЕНИЕ ШУМА СНЕГОУБОРОЧНОЙ УСТАНОВКИ

© 2009 А. А. Иголкин¹, А. Н. Крючков², Л. В. Родионов², С. В. Ефанов³

¹Самарский государственный аэрокосмический университет

²Институт акустики машин

³Самарское конструкторское бюро машиностроения

В статье описывается использование авиационного двигателя, отработавшего свой ресурс «на крыле», в составе снегоуборочной машины. Исследованы акустические характеристики кабины оператора. Разработаны мероприятия по снижению шума в кабине снегоуборочной машины.

Шум, авиационный двигатель, снегоуборочная машина

В условиях переменчивого климата средней полосы России проблема обледенения взлетно-посадочных полос представляется крайне актуальной. Нет более жестких требований к состоянию покрытия, чем на взлетно-посадочных полосах аэродромов. Значит, и проблемы здесь самые острые, и решения самые перспективные. Для борьбы с обледенением рулежных дорожек и взлетно-посадочных полос требуются модернизация наземного оборудования и применение новых технологий.

Применение отработавшего ресурс авиационного двигателя в качестве аэродромной снегоуборочной установки (рис. 1) является достаточно удачным и перспективным техническим решением по ряду причин, к которым следует отнести:

- высокую производительность установки, обусловленную мощной выхлопной струей газотурбинного двигателя;

- относительно невысокую остаточную стоимость двигателя, отработавшего свой ресурс «на крыле»;

- наличие в эксплуатирующих организациях квалифицированного технического персонала, способного на требуемом уровне обеспечить обслуживание и регламент установки;

- работа установки на обычном авиационном топливе – керосине, имеющимся в наличии в аэропортах.

К числу проблем эксплуатации снегоуборочной установки с газотурбинным двигателем следует отнести чрезмерный шум,



Рис. 1. Внешний вид ОС – 12

который негативно воздействует на ее водителя и оператора. Помимо отрицательного воздействия звукового давления на самочувствие и здоровье указанных лиц, шум в кабине препятствует нормальному их аудиоконтакту, что может привести к нештатным и даже к аварийным ситуациям. Поэтому обеспечение требуемых санитарных норм по шуму в кабине снегоуборочной установки ОС-12 представляется весьма актуальной и важной задачей.

На основе проведенных в стендовых условиях измерений уровней звукового давления выполнен анализ акустического состояния кабины.

Использовалась методика определения звукоизоляции кабины [1].

Для измерения уровня звукового давления в кабине были проведены замеры в контрольных точках, расположение которых указано на рис. 2.

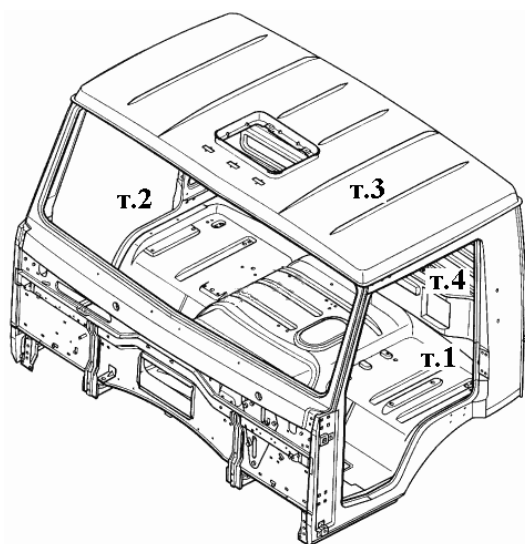


Рис. 2. Схема расположения контрольных точек в кабине на месте водителя:

т.1 – около двери; т.2 – около лобового стекла; т.3 – около крыши; т.4 – около задней части кабины

Проведены измерения на пяти различных режимах газотурбинного двигателя для оценки акустической картины в кабине КАМАЗа.

Наибольший интерес с точки зрения шумовой картины представляет максимальный режим работы двигателя (8200 мин^{-1}).

На рис. 3 представлен график частотной характеристики для контрольной точки, находящейся около двери водителя, т.к. эта точка является наиболее шумной, то обеспечение требуемого уровня звукового давления в ней обеспечит выполнение норм во всех остальных точках.

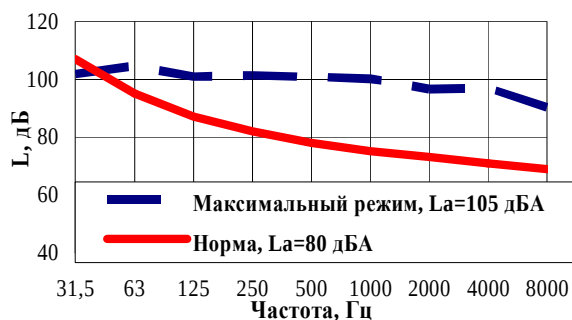


Рис. 3. Уровень звукового давления в точке 1 (около двери водителя)

Из анализа рис. 3 видно, что уровень звукового давления превышает нормируемый во всех октавных полосах, кроме $f = 31,5 \text{ Гц}$. Следует также отметить, что снижение уровней звукового давления до норм в октавных полосах не гарантирует нормы по шкале А.

С увеличением режима работы двигателя увеличиваются уровни звукового давления на всех частотах, при этом рост уровней на высоких частотах более интенсивен.

Также установлены значительные превышения уровней звукового давления в кабине над санитарными нормами, достигающие 25...26 дБ.

Для оценки эффективности звукоизоляции кабины КамАЗа были проведены измерения в натурных условиях. Результаты сравнивались с известными экспериментальными данными, полученными в разное время в Научно-исследовательском институте строительной физики (НИИСФ, г. Москва).

Результаты сравнения представлены на рис. 4 и 5.

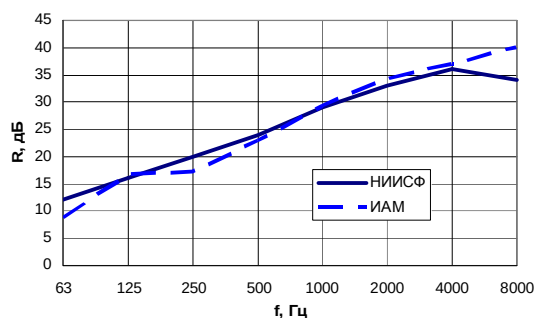


Рис. 4. Звукоизоляция стального листа толщиной 1 мм

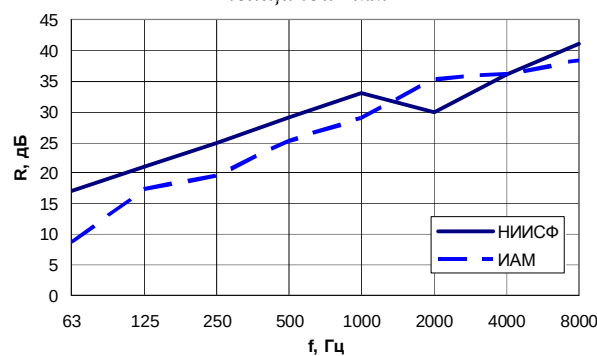


Рис. 5. Звукоизоляция стекла толщиной 5 мм

Из анализа рис. 4 и 5 можно сделать вывод о достаточной сходимости результатов для стального листа. Расхождения в данных для звукоизоляции стекла можно объяснить тем, что измеряемое стекло не обладает достаточной площадью необходимой для проведения адекватных измерений. Однако, используя имеющиеся данные можно судить о том, что звукоизоляция стального листа и стекла

соизмеримы (то есть слабые места в конструкции кабины отсутствуют).

На рис. 6 показаны измеренные частотные характеристики звукоизоляции элементов кабины и необходимая звукоизоляция для достижения санитарных норм на рабочих места водителя и оператора СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» [2].

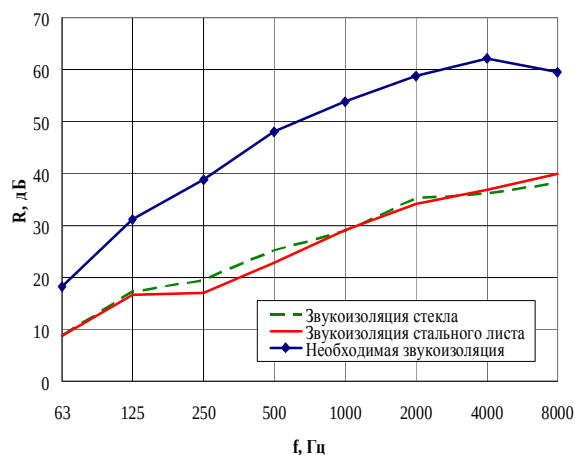


Рис. 6. Частотная характеристика звукоизоляции элементов кабины и необходимой звукоизоляции

На графике (рис. 6) нет данных на октавной частоте 31,5 Гц, так как на этой частоте не требуется достижения санитарных норм.

Определено также требуемое снижение уровня шума в октавных полосах частот на рабочих местах в кабине установки ОС-12. Их значения составляют 10...14 дБ для низких частот и 23...26 дБ для высоких частот. Это представляет собой достаточно сложную задачу, т.к. необходимо увеличить существующую звукоизоляцию почти в два раза.

Помимо измерений звукоизоляции кабины и уровней шума в кабине, при работе газотурбинного двигателя на режиме «малого газа» была проведена оценка неравномерности звукового поля около кабины.

Частотная характеристика неравномерности звукового поля представлена на рис. 7.

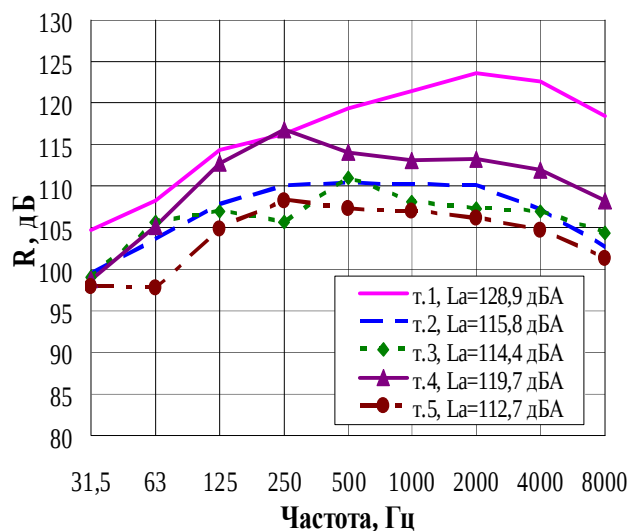


Рис. 7. Частотная характеристика неравномерности звукового поля около кабины

Из графика на рис. 7 видно, что уровень звукового давления в точке 1 $L_a=128,9$ дБА (у кабины водителя) значительно выше уровней звукового давления в остальных точках. Также выделяется точка 4, $L_a=119,7$ дБА (сзади кабины). Из этого следует, что особое внимание следует уделить звукоизоляции задней части кабины и части кабины со стороны водителя.

Снижение шума в кабине достигается за счет использования следующих мероприятий [3]:

- уменьшение передачи воздушного звука через ограждающие конструкции кабины (стенки, пол, перегородки) – ликвидация или акустическая герметизация отверстий, щелей установкой акустических экранов (АЭ) на проемы в ограждающих конструкциях;
- увеличение звукоизоляции ограждающих конструкций кабины – установка многослойных конструкций с элементами звукопоглощения и демпфирования, а также использование двухстенной звукоизоляции со стороны наиболее интенсивных источников (рис. 8);
- снижение отраженного звука облицовки звукопоглощающим материалом (рис. 8) крыши и (частично) стенок кабины;

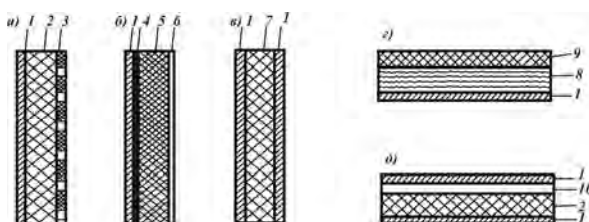


Рис. 8. Элементы ограждения звукоизолирующих кабин: 1 – стальной лист; 2 – мягкий звукопоглощающий материал (поролон); 3 – винилискожа перфорированная; 4 – демпфирующее покрытие; 5 – волокнистый звукопоглощающий материал; 6 – отделочный материал; 7 – пенопласт; 8 – войлок; 9 – резина; 10 – воздушный промежуток

– уменьшение передачи вибрации – виброизоляция двигателя кабины, а также источников повышенной вибрации, например коробки передач, переход на тросовое управление, виброизоляция трубопроводов, использование в трубопроводах гибких вставок и пр.;

– уменьшение звукоизлучающей способности элементов ограждения кабины и ее вибропередающих систем (рычагов, трубопроводов и пр.);

– уменьшение шума от внутренних источников в кабине (вентиляции, отопления, гидромоторов и др.) путем выноса их за пределы кабины или установки глушителей.

Ориентировочные значения эффективности мер шумозащиты на тракторах приведены в табл. 1 [1].

Для достижения санитарных необходимо поэтапное внедрение следующих мероприятий:

– установка спальника с частичным заполнением звукопоглощающим материалом (ЗПМ);

– установка крыши с частичным заполнением ЗПМ;

– покупка инкассаторской двери (2 шт.) и их монтаж или модернизация существующей двери;

– установка арок;

– замена лобовых стекол;

– проклейка кабины;

– возведение дополнительной стены за спиной водителя и заполнение промежутка базальтом;

– обшивка салона декоративным ЗПМ;

– установка рёбер жесткости.

Таблица 1 - Ориентировочная эффективность мер шумозащиты на тракторах

Мероприятие	Снижение УЗ, дБА	
	в кабине	во внешнем пространстве
Установка АЭ между двигателем и перегородкой	3-6	-
Акустическая герметизация элементов кабины	2-8	-
Использование двойного пола кабины	3-5	-
Облицовка кабины звукопоглощающим материалом	2-4	-
Виброизоляция кабины	4-7	1-2
Использование вибропоглощающих элементов в ограждениях кабины	2-5	1
Увеличение звукоизоляции элементов кабины	4-6	-

Для реализации первых двух мероприятий фактически требуется преобразовать кабину КаМАЗа из одной модели в другую (рис. 9).

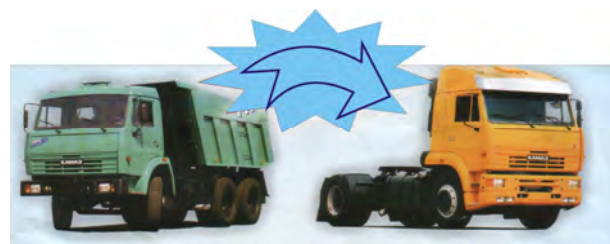


Рис. 9. Варианты кабин КаМАЗа

Для реализации этих мероприятий проще всего отсоединить спальник и крышу со старых кабин.

Для увеличения звукоизоляции задней стенки и крыши необходимо заполнение воздушного промежутка ЗПМ. В качестве ЗПМ могут применяться стекловолно (негорючий материал), базальтовая (каменная) вата (негорючий материал), вспененный каучук (класс горючести Г1), пористый полиэтилен (класс горючести Г2). Применение того или иного материала

зависит от требований по пожарной безопасности, финансовых возможностей и требований к акустике.

Для иллюстрации эффективности предлагаемых мероприятий по увеличению звукоизоляции задней части кабины и крыши был проведен расчет по методике СНиП 23-03-2003 [4] частотной характеристики звукоизоляции многослойной конструкции, состоящей из двух стальных листов, толщиной 1 мм, и помещенного между ними ЗПМ. Расчетные характеристики звукоизоляции сэндвич конструкции представлены на рис.10.

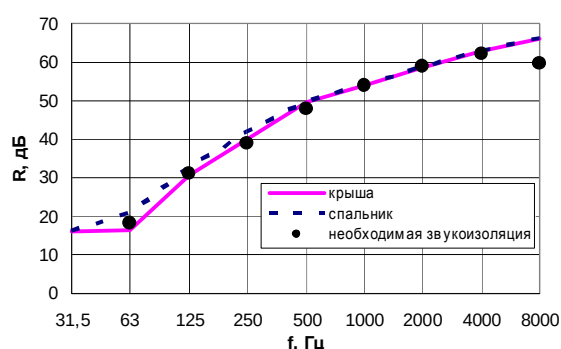


Рис.10. Частотная характеристика звукоизоляции спальника, заполненного базальтом $\rho=115 \text{ кг/м}^3$, толщиной 440 мм и крыши заполненной базальтом $\rho=115 \text{ кг/м}^3$, толщиной 260 мм

Таким образом, из рассмотрения рис. 10 видно, что установка спальника и крыши повысит звукоизоляцию последних до требуемой.

Следует отметить, что нанесение на стальные листы вибродемпфирующего материала повысит звукоизоляцию.

Альтернативой использования инкассаторской двери может быть доработка существующей двери следующим образом:

- установка уплотнителей;
- установка стеклопакета (рис.11);
- замена декоративной пластиковой обшивки на стальную;
- укладка базальта ($\rho > 100 \text{ кг/м}^3$);

При доработке кабины со стороны крыши, задней части и двери слабым местом остаются арки, так как шум от выхлопной струи проникает в кабину и через них. Поэтому необходимо установить дополнительные арки и заполнить промежутки ЗПМ.

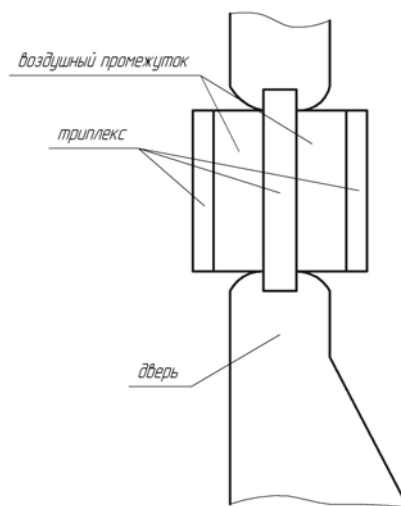


Рис.11. Схема установки стеклопакета в дверь

После доработки кабины с задней стороны потребуется замена лобовых стекол (рис. 12).

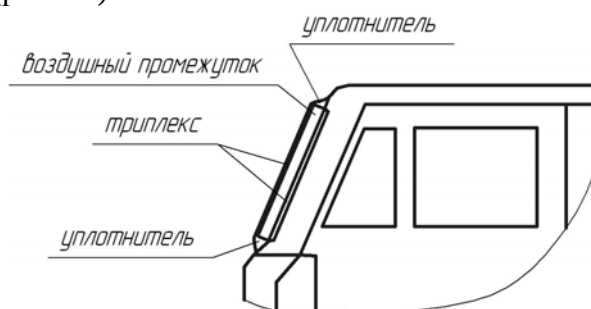


Рис.12. Схема установки стеклопакета в дверь

При излучении звука возникает воздушный шум, который воздействует на стеклопакет. Излучаемый звук достигает ограждения, преграды (первого стекла в стеклопакете) и вызывает его колебания. Колеблющееся наружное стекло излучает звук в межстекольное пространство, где воздух играет роль амортизатора, т.е. на второе стекло приходит уже ослабленное звуковое воздействие, которое, в свою очередь, вызывает колебание второго стекла, а оно излучает звук в кабину и, таким образом, шум «настигает» человека.

Каждое стекло рассматривается как тонкая пластина, которая изгибается (колеблется) под внешним воздействием звуковой волны. Звукоизоляция конструкции имеет провал на так называемой резонансной частоте. (Экспериментально установлена зависимость, определяющая наличие двух частотных диапазонов звукоизоляции, разделенных граничной частотой.) На этой

частоте скорость изгибных волн в стеклопакете совпадает со скоростью звука в воздухе. При волновом совпадении распределение давления на поверхности стеклопакета точно соответствует распределению амплитуды его собственных колебаний, что приводит к резкому увеличению интенсивности колебаний и снижению звукоизоляции. После этого провала звукоизоляция интенсивно растет. У стеклопакета резонансная частота находится в области 200...250 Гц. Основной целью звукоизоляционного проектирования стеклопакета является сглаживание резких падений звукоизоляции или максимально возможное выведение граничной частоты стеклопакета в сторону от диапазона нормируемых частот.

Если толщина воздушных прослоек в двухкамерном стеклопакете одинакова, то такой стеклопакет, практически, не имеет преимуществ перед однокамерным, потому что в таком стеклопакете происходит повышение граничной частоты и приближение ее к области наилучшей слышимости. Так же, при одинаковых стеклах, их граничные частоты (резонансы) совпадают и преимущества, полученные за счет увеличения общей суммарной толщины стекол, пропадают, т.к. граничная частота смещается в зону средних частот, которые наиболее восприимчивы человеческим ухом.

Таким образом, оптимальными характеристиками обладают двухкамерные стеклопакеты, у которых различны толщина и воздушных камер, и самих стекол. Звукоизоляция таких стеклопакетов составляет около 40 дБ и более.

На рис. 13 показаны характеристики звукоизоляции стеклопакетов.

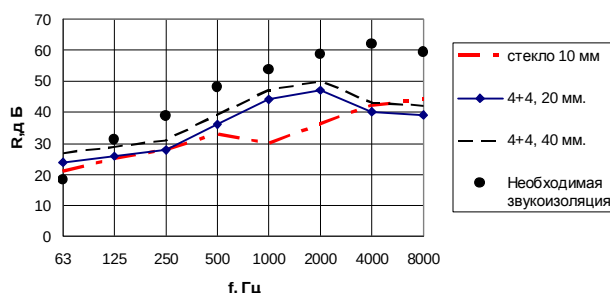


Рис.13. Частотная характеристика звукоизоляции стеклопакетов

В статье изложены результаты анализа акустического состояния кабины снегоочистительной установки ОС-12.

Разработаны поэтапные мероприятия для снижения уровня шума в кабине.

Библиографический список

1. ГОСТ 23426-79 Шум. Методы измерения звукоизоляции кабин наблюдения и дистанционного управления в производственных зданиях – Введ. 1978-12-29. – М.: Издательство стандартов, 1978. – 8с.
2. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» – Введ. 1996-10-31. – М.: Издательство стандартов, 1996. – 8 с.
3. Техническая акустика транспортных машин [Текст]: Справочник/ Л.Г. Балишанская, Л.Ф. Дроздова, Н.И. Иванов и др.; Под ред. Н.И. Иванова. – СПб.: Политехника, 1992. – 365 с.
4. СНиП 23-03-2003 Защита от шума [Текст] – Введ. 2003-06-30. – М.: Издательство стандартов, 2003. - 39с.

References

1. GOST 23426-79 Noise. Methods of measurement of sound insulation by operators shelters or remote control cabins in industrial buildings – Entered 1978-12-29. – М.: Standards Publishing House, 1978. – 8 p. [In Russian]
2. SN 2.2.4/2.1.8.562-96 «Noise on workplaces, in premises of inhabited, public buildings and in housing estate territory» – Entered 1996-10-31. – М.: Standards Publishing House, 1996. – 8 p. [In Russian]
3. Technical acoustics of transport cars: Directory / L.G.Balishansky, L.F.Drozдова, N.I.Ivanov, etc.; Under the editorship of N.I.Ivanov – SPb.: Politehnika, 1992. – 365 p. [In Russian]
4. SNiP 23-03-2003 Sound Protection – Entered 2003-06-30. – М.: Standards Publishing House, 2003. – 39 p.

NOISE REDUCTION OF SNOW-PLOUGH

© 2009 A. A. Igolkin¹, A. N. Kruchkov², L. V. Rodionov², S. V. Efanov³

¹Samara state aerospace university

²Institute of acoustic of machine

³JSC Samara design mechanical engineering bureau

The report deal with possibility of installation of the aviation engine on the snow-plough. Acoustic characteristics of a cabin of the operator are investigated. Developed constructions to noise reduction of snow-plough.

Noise, aviation engine, snow-plough

Информация об авторах

Иголкин Александр Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: igolkin@pochta.ru. Область научных интересов: пневматика и виброакустика.

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: kan@ssau.ru. Область научных интересов: расчёт и проектирование корректирующих устройств для пневмо- и гидросистем, виброакустика.

Родионов Леонид Валерьевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: rl63@bk.ru. Область научных интересов: гидродинамика и виброакустика.

Ефанов Сергей Владимирович, ведущий конструктор Самарского конструкторского бюро машиностроения. E-mail: scbm@saminfo.ru. Область научных интересов: авиационные двигатели.

Igolkin Alexander Alexseevich, Candidate of Engineering Science, senior lecturer of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: igolkin@pochta.ru. Area of research: pneumatic systems and vibroacoustic.

Kruchkov Alexander Nikolaevich, doctor of the technical science, professor of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: kan@ssau.ru. Area of research: calculation and designing of correcting devices for pneumo- and hydrosystems, vibroacoustic.

Rodionov Leonid Valeryevich, Candidate of Engineering Science, senior lecturer of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: rl63@bk.ru. Area of research: hydrodynamics and vibroacoustic.

Efanov Sergey Vladimirovich, the leading designer of Samara design mechanical engineering bureau. E-mail: scbm@saminfo.ru. Area of research: aviation engines.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ АДЕКВАТНОСТИ РАЗРАБОТАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МГНОВЕННОЙ ПОДАЧИ ЖИДКОСТИ ШЕСТЕРЕННЫМ НАСОСОМ

© 2009 Л. В. Родионов, Г. О. Белов, М. В. Будько, А. Н. Крючков, Е. В. Шахматов

Самарский государственный аэрокосмический университет

В статье описывается экспериментальное подтверждение адекватности разработанной математической модели мгновенной подачи жидкости шестеренным насосом. Приводится краткая характеристика разработанного стендового оборудования.

Математическая модель, шестеренный насос, подача жидкости, гаситель колебаний

В работе [1] описана математическая модель определения мгновенной подачи жидкости шестеренным качающим узлом. Для подтверждения адекватности разработанной модели необходима экспериментальная проверка.

С этой целью была разработана экспериментальная установка (рис.1).



Рис. 1. Внешний вид стендовой установки

К баку емкостью 80 литров на фланце присоединен подкачивающий центробежный насос, обеспечивающий подкачку рабочей жидкости на вход в шестеренный насос (при необходимости изменения давления подкачки используется давление наддува бака). Рабочая жидкость поступает в шестеренный насос через отсечной кран и фильтр. Давление на входе и выходе из насоса контролируется с помощью манометров. Непосредственно у входа и выхода из насоса в трубопровод установлены датчики пульсаций давления для оценки динамических

процессов в области всасывания и нагнетания шестеренного насоса. После насоса на прямом участке трубопровода расположено ещё два датчика пульсаций давления.

В качестве измерительной системы использовался портативный 12-канальный анализатор вибрационных и акустических сигналов LMS SCADAS Mobile (SCM05). SCM05 – прибор для предварительного формирования сигнала, сбора данных и обработки сигнала в широком и разнотипном диапазоне.

Далее установлен гаситель колебаний, необходимый для корректного определения собственных характеристик шестеренного насоса как источника пульсаций рабочей среды при работе его с неотражающей нагрузкой, что фактически сводится к реализации режима «бегущей» волны в напорном трубопроводе [2]. Для контроля режима «бегущей» волны датчики расположены на одинаковом расстоянии друг от друга.

Данный режим реализован путем установки гасителя колебаний с постоянным активным сопротивлением (ПАС) и входным импедансом:

$$Z_{BX}^{ГАС} = Z_{TP}^B = \frac{\rho \cdot c}{S}, \quad (1)$$

где Z_{TP}^B - волновое сопротивление напорного трубопровода; ρ - плотность рабочей жидкости; c - скорость звука в среде; S - площадь поперечного сечения трубы [3].

Гаситель ПАС представляет собой параллельное соединение трубки с индуктив-

ностью L и байпасной емкости C , которая подключается через гидравлические сопротивления R . При выборе параметра $R = \sqrt{L/C} = Z_{TP}^B$ такой гаситель обладает постоянным входным активным сопротивлением, равным волновому сопротивлению трубы. При этом отражения волны от его входа не происходит и характеристики насоса (пульсации) определяются в режиме «бегущей» волны. Этот режим контролировался измерением пульсаций в трех точках трубы, частотные характеристики в которых не должны иметь резонансов.

Далее по потоку установлен магнитно – запорный кран (МЗК), необходимый для дискретного изменения площади проходного сечения и проведения исследований виброакустических характеристик системы при различных давлениях и расходах рабочей среды. Установка оснащена частотным приводом фирмы «Schneider» для обеспечения различных частот вращения привода насоса.

Разработанная установка позволяет исследовать динамические процессы в шестеренных насосных агрегатах.

Результатом расчета в математической модели являются временные зависимости пульсаций расхода и их спектральные характеристики. В результате проведения эксперимента получены временные зависимости пульсаций давления и их спектральные характеристики. Для сравнения данных, полученных при помощи моделирования, с экспериментальными данными, был осуществлен перевод пульсаций расхода в пульсации давления с использованием следующей зависимости:

$$\frac{A_p}{A_Q} = Z_{BX}^{ГАС}, \quad (2)$$

где A_p и A_Q - амплитуды пульсаций давления и расхода на искомой частоте.

Тогда, с учетом формулы (1), амплитуда пульсаций давления будет равна:

$$A_p = A_Q \cdot \frac{\rho \cdot c}{S}. \quad (3)$$

На созданной экспериментальной установке (рис. 1), при выполнении условия реализации режима «бегущей» волны (уста-

новке гасителя колебаний), был проведен эксперимент по определению пульсаций давления в гидромеханической системе с шестеренным насосом для подтверждения математической модели пульсаций расхода.

Апробация модели проведена на различных давлениях на выходе из ШН от 0,3 до 2,5 МПа и при различной частоте вращения от 500 до 3500 об/мин.

В результате проведенных экспериментов получены сигналы и спектры, сравнение которых с модельными приведено на рис. 2-5.

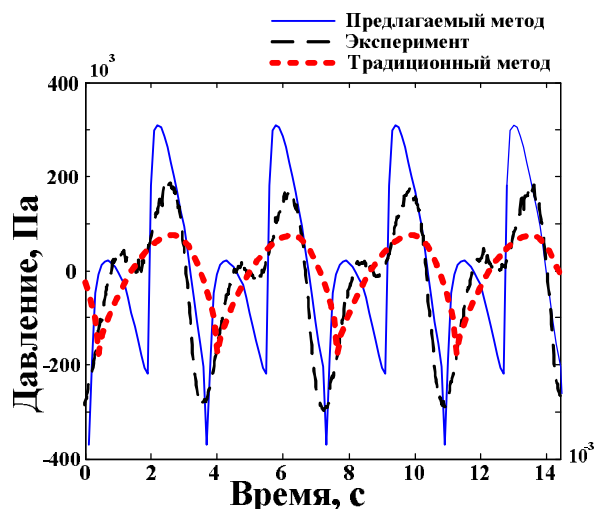


Рис. 2. Сравнение временных зависимостей пульсаций давления в области нагнетания при частоте вращения $n=1500$ об/мин

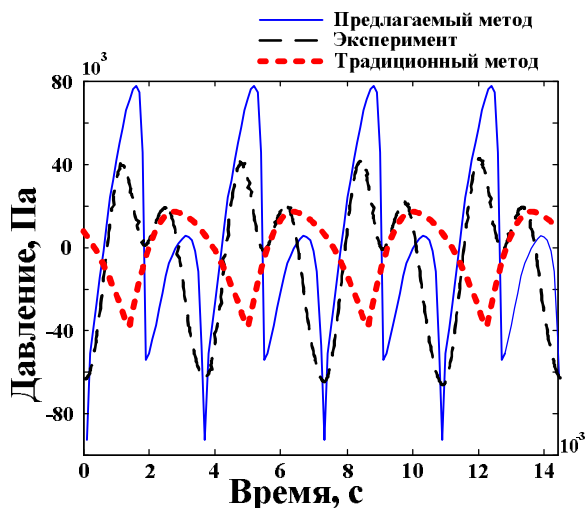


Рис. 3. Сравнение временных зависимостей пульсаций давления в области всасывания при частоте вращения $n=1500$ об/мин

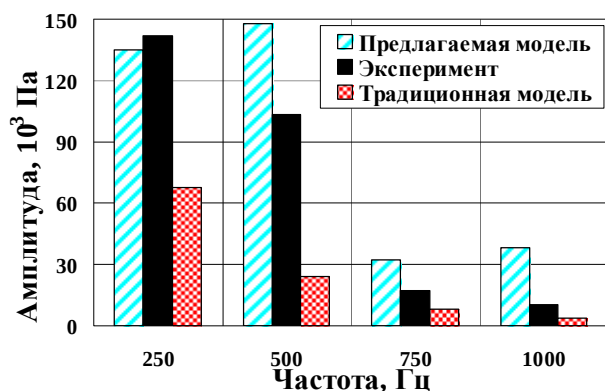


Рис. 4. Сравнение спектральных характеристик пульсаций давления в области нагнетания при частоте вращения $n=1500$ об/мин

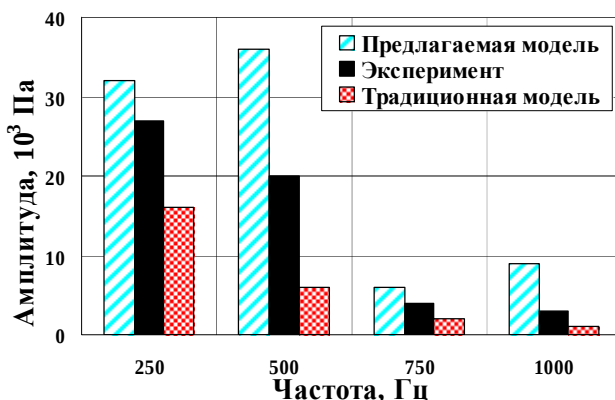


Рис. 5. Сравнение спектральных характеристик пульсаций давления в области всасывания при частоте вращения $n=1500$ об/мин

Сравнение по СКЗ амплитуды пульсаций давления предлагаемой и существующей моделей с экспериментом показало, что предлагаемая модель точнее существующей на 23%.

Адекватность модели оценивалась по критерию Фишера F .

В рассматриваемом случае значение критерия $F=1,19$. Для уровня значимости $q=0,05$ и $n-1=17$ $F_{табл}=3,59$. $F_{табл}>F$, что говорит об адекватности разработанной модели.

Результирующая приведенная погрешность измерений пульсаций давления в случае использования АЦП L-264 и рациональных приемов цифровой обработки составит:

$$\delta P_{пр} = \sqrt{0.5^2 + 0.5^2 + 0.091^2 + 0.75^2} \approx 1.1\%$$

Таким образом, использование предложенной математической модели позволяет точнее определить пульсационное состояние шестеренного качающего узла, а следовательно и определить такой важный показатель, как его ресурс.

Библиографический список

1. Родионов, Л.В. Математическое векторное моделирование пульсаций подачи жидкости шестеренным качающим узлом [Текст] / Л.В. Родионов, Б.Б. Косенок, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов // Известия СНЦ РАН. - Т.11, - 2009. - №3. - С. 252-261.
2. Артюхов, А.В. Методика определения динамических характеристик гидравлических насосов [Текст] / А.В. Артюхов, В.П. Шорин // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Сб. научн. тр. / Куйбышев. авиац. ин-т. – Куйбышев: 1988. – С. 70-77.
3. Шорин, В.П. Проектирование гасителей колебаний для гидравлических систем управления [Текст] / В.П. Шорин, А.Г. Ги-мадиев, Е.В. Шахматов // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1987. С. 127-133.

References

1. L.V. Rodionov, B.B. Kosenok, A.N. Kruchkov, E.V. Shakhmatov. Mathematical vector modelling of pulsation of supply of fluid by the gear pump // Izvestiya of Samara Science Center of Russian Acadimia of Science. Vol.11, - 2009. - #3. - pp. 252-261. [In Russian]
2. Artuhov A.V., Shorin V.P. Technique of definition of dynamic characteristics of hydraulic pumps // Dynamic processes in power and power plants of the aircrafts: The collection of proceedings / Kuybishev aviation institute – Kuybishev, 1988. – pp. 70-77. [In Russian]
3. Shorin V.P., Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V. Designing of oscillation damperfor for hydraulic control systems: Izvestiya of Academy of Sciences of USSR. Power and transport. – 1987. pp. 127-133. [In Russian]

EXPERIMENTAL ACKNOWLEDGEMENT OF ADEQUACY OF THE DEVELOPED MATHEMATICAL MODEL OF INSTANT GIVING OF THE LIQUID BY THE GEAR PUMP

© 2009 L. V. Rodionov, G. O. Belov, M. V. Budko, A. N. Kruchkov, E. V. Shahmatov

Samara state aerospace university

In work is described experimental acknowledgement of adequacy of the developed mathematical model of instant giving of the liquid.

Mathematical model, gear pump, fluid supply, oscillation damper

Информация об авторах

Родионов Леонид Валерьевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: rl63@bk.ru. Область научных интересов: гидродинамика и виброакустика.

Белов Глеб Олегович, аспирант кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: glebbelov@mail.ru. Область научных интересов: гидродинамика и виброакустика.

Будько Михаил Владимирович, студент Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: aseu@ssau.ru. Область научных интересов: гидродинамика шестеренных насосных агрегатов.

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: kan@ssau.ru. Область научных интересов: расчёт и проектирование корректирующих устройств для пневмо- и гидросистем, виброакустика.

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, проректор по науке и инновациям Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: shakhm@ssau.ru. Область научных интересов: динамика пневмо- и гидросистем, виброакустика машин.

Rodionov Leonid Valeryevich, Candidate of Engineering Science, Lecturer of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: rl63@bk.ru. Area of research: hydrodynamics and vibroacoustic.

Belov Gleb Olegovich, postgraduate student of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: glebbelov@mail.ru. Area of research: hydrodynamics and vibroacoustic.

Budko Mihail Vladimirovich, student of Samara State Aerospace University. E-mail: aseu@ssau.ru. Area of research: hydrodynamics of gear pump.

Kruchkov Alexander Nikolaevich, doctor of the technical science, professor of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: kan@ssau.ru. Area of research: calculation and designing of correcting devices for pneumo- and hydrosystems, vibroacoustic.

Shakhmatov Evgeniy Vladimirovich, doctor of the technical science, professor, pro-rector of science and innovation of Samara State Aerospace University. E-mail: shakhm@ssau.ru. Area of research: dynamics of hydraulic and pneumatic systems, vibroacoustic of machine.

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИКИ «ЗАПЕРТОГО» ОБЪЁМА В ШЕСТЕРЕННОМ НАСОСЕ

© 2009 Л. В. Родионов, Г. О. Белов, М. В. Будько, А. Н. Крючков, Е. В. Шахматов

Самарский государственный аэрокосмический университет

В статье описывается разработанная математическая модель гидродинамики «запертого» объема в шестеренном насосе. Используя предложенную модель, авторами подобрана конфигурация разгрузочных канавок, обеспечивающая снижение давления в запертом объеме. Эффективность предложенного мероприятия оценена экспериментально.

Математическая модель, запертый объём, шестеренный насос, пульсации

Для увеличения производительности шестеренного насоса его выполняют с коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 1$, что приводит к образованию запертого объема в процессе работы (рис.1). При отсутствии в шестеренном насосе специальных разгрузочных канавок, сообщающих этот защемленный объем с областью всасывания или нагнетания, уменьшение запертого объема приводит к резкому скачку давления в этой полости, так как жидкость практически несжимаема и выталкивание её происходит через торцевые зазоры, представляющие собой значительные гидравлические сопротивления. Это приводит к существенным виброакустическим нагрузкам на детали насоса. Для того чтобы снизить размах пульсаций давления в запертом объеме, в подпятниках выполняют специальные разгрузочные канавки (рис. 1) и применяют другие мероприятия [1,2].

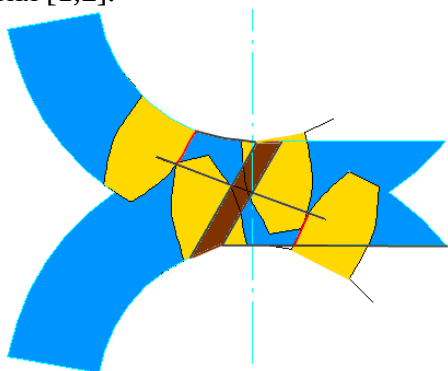


Рис. 1. Схема образования запертого объема

Ещё одним негативным фактором существования запертого объема является кавитация, возникающая в зоне раскрытия защемленного объема. После процесса сжатия

запертого объема, следует процесс его расширения, вплоть до самого раскрытия (соединения с областью всасывания). Быстропротекающий процесс расширения запертого объема приводит к разрыву потока жидкости, чему способствует находящийся в ней в нерастворенном состоянии воздух, а также растворенный воздух, который частично при понижении давления выделяется из раствора. В результате этого происходит резкое понижение давления в запертом объеме. В зависимости от конфигурации разгрузочных канавок и зазоров в насосе давление может упасть ниже давления всасывания, что и приводит к кавитации в зоне раскрытия запертого объема (рис.2).

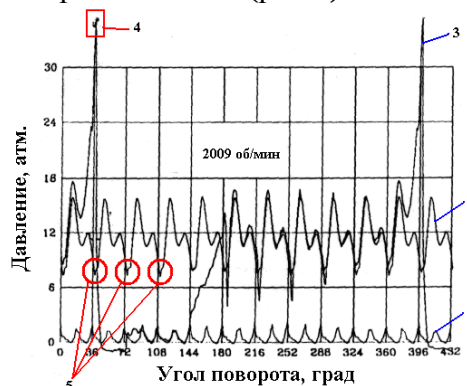


Рис. 2. Пульсации давления шестеренного насоса:
1-давление нагнетания; 2-давление всасывания;
3-давление, регистрируемое датчиком, установленным в межзубовой впадине шестерни;
4-момент образования запертого объема;
5-провалы давления в области нагнетания

Для повышения давления в запертом объеме в момент его раскрытия необходимо соединение запертого объема с областью

всасывания посредством разгрузочных канавок.

Анализ динамических процессов, проходящих в области зацепления, и экспериментальных результатов, в том числе и других авторов, позволил выявить закономерность наличия 1-й зубцовой гармоники в спектре пульсаций давления шестеренного насоса.

В процессе образования защемленного объема давление в запертом объеме резко возрастает (4 на рис. 2). Данный скачок вызывает импульсное увеличение торцевого зазора, величина которого максимальна в области запертого объема и уменьшается по мере удаления от него. Мгновенный рост торцевого зазора приводит к значительным импульсным утечкам, обуславливающим провал давления в области нагнетания (5 на рис. 2). Данный процесс происходит 1 раз за цикл зацепления шестерен, поэтому ему соответствует 1-я зубцовая гармоника в спектре пульсаций давления шестеренного насоса.

Для того чтобы определить давление в запертом объеме, необходимо определить значение запертого объема и площади контакта запертого объема с областями нагнетания и всасывания через разгрузочные канавки. Значения площадей контакта разгрузочных канавок были найдены численно. Результат этого расчета представлен на рис. 3.

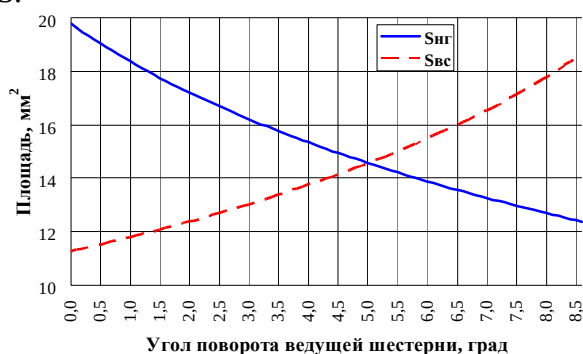


Рис. 3. График изменения площади контакта запертого объема с областями нагнетания и всасывания через разгрузочные канавки в зависимости от углового положения шестерен

Запертый объем был определен поэтапно. Для этого последовательно было определено две площади. Сначала была решена задача по определению площади S_1 , выделенной на рис. 4.

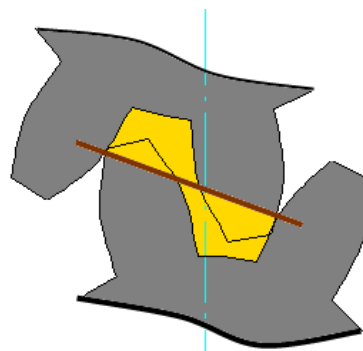


Рис. 4. Геометрия искомой площади S_1

Затем была решена задача по определению площади S_2 , выделенной на рис. 5.

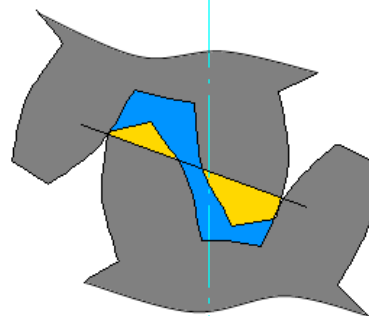


Рис. 5. Геометрия искомой площади S_2

После нахождения площадей S_1 и S_2 , искомая площадь запертого объема S_{30} определялась разностью этих площадей $S_{30} = S_1 - S_2$ (рис. 6).

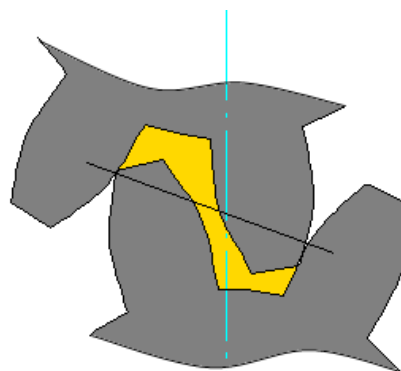


Рис. 6. Геометрия площади запертого объема S_{30}

Результат расчета представлен на рис. 7.



Рис. 7. График изменения площади запертого объема S_{30} в зависимости от углового положения шестерен

Чтобы определить запертый объем необходимо от площади перейти к объему. Для этого полученную площадь запертого объема S_{30} умножаем на ширину зубчатого венца b (рис. 8).



Рис. 8. График изменения объема запертого объема S_{30} в зависимости от углового положения шестерен

Давление в запертом объеме можно найти из следующей системы уравнений [3]:

$$\begin{cases} Q_{30} = Q_{СЖ} + Q_H + Q_B; \\ Q_{СЖ} = \frac{dV_{II}}{dt}; \\ Q_H = \pm \mu_H F_H \sqrt{\frac{2|\Delta p_H|}{\rho}}; \\ Q_B = \pm \mu_B F_B \sqrt{\frac{2|\Delta p_B|}{\rho}}; \\ \frac{1}{K} = -\frac{1}{V_{II}} \cdot \frac{dV_{II}}{dp}. \end{cases} \quad (1)$$

где Q_{30} - геометрический расход запертого объема; Q_H - расход в область нагнетания;

Q_B - расход в область всасывания; V_{II} - приведенный запертый объем; μ_H, μ_B - коэффициенты расхода площадей контакта запертого объема с областями нагнетания и всасывания соответственно; F_H, F_B - площадь контакта запертого объема с полостями нагнетания и всасывания соответственно; $\Delta p_H, \Delta p_B$ - разность между давлением в запертом объеме и давлением нагнетания и всасывания соответственно; ρ - плотность рабочей жидкости; K - объемный модуль упругости.

В модели приняты следующие допущения: коэффициенты расхода в область нагнетания μ_H и в область всасывания μ_B из запертого объема приняты постоянными.

В представленной модели есть возможность конфигурирования разгрузочных канавок путем изменения следующих пяти параметров (рис. 9):

α - угол наклона перемычки;

$S_{HГ}$ - смещение перемычки в сторону области нагнетания;

S_{BC} - смещение перемычки в сторону области всасывания;

$H_{HГ}$ - глубина разгрузочной канавки в области нагнетания;

H_{BC} - глубина разгрузочной канавки в области всасывания.

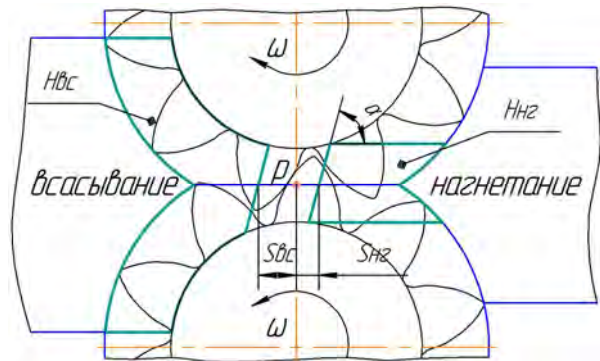


Рис. 9. Параметры, определяющие геометрию разгрузочных канавок

На основе предложенной модели подобрана конфигурация разгрузочных канавок, обеспечивающая снижение давления в запертом объеме.

Для подтверждения адекватности математической модели выбора разгрузочных канавок были проведены эксперименты с двумя профилями разгрузочных канавок.

Первая серия экспериментов была выполнена с исходной конфигурацией разгрузочных канавок, вторая серия – с предложенной геометрией канавок, выполненных в торцах подпятников шестерен.

Отработка модели проведена на различных режимах работы стендовой установки (табл. 1).

Таблица 1 – Режимы работы стендовой установки

№ режима	Рвх, атм.	Рвых, атм.	Q, л/с
1	0,25	3	1,204
2	0,31	8	1,199
3	0,37	12	1,196
4	0,41	16	1,193
5	0,47	20	1,191
6	0,5	24	1,188

Анализ графиков (рис. 10, 11) показывает, что падение давления в запертом объеме в результате предлагаемого мероприятия подтверждается снижением 1-й зубцовой гармоник в спектре пульсаций давления на выходе из шестеренного насоса.

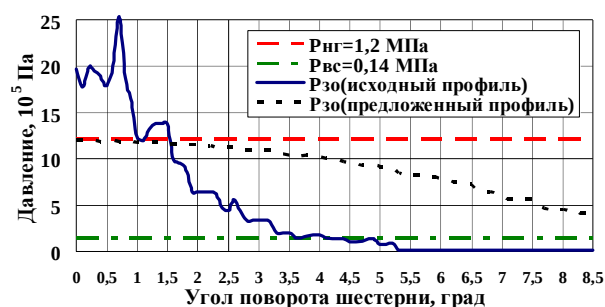


Рис. 10. Расчетное давление в запертом объеме при давлении нагнетания $P_{нг}=1,2$ МПа

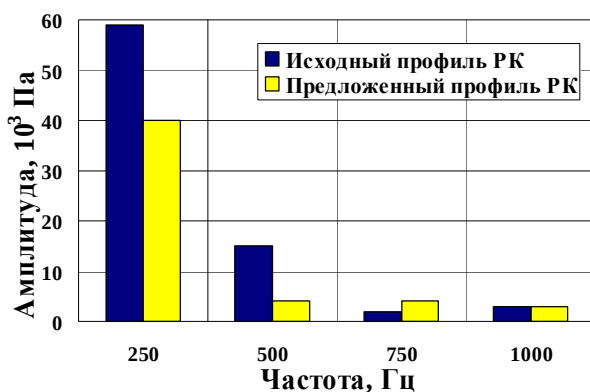


Рис. 11. Сравнение спектральных характеристик пульсаций давления на выходе из шестеренного насоса

Из рис. 11 видно, что амплитуда пульсаций давления на выходе из насоса по среднеквадратичному значению снижена до 66,4%.

Результирующая приведенная погрешность измерений пульсаций давления в случае использования АЦП L-264 и рациональных приемов цифровой обработки составит:

$$\delta P_{пр} = \sqrt{0.5^2 + 0.5^2 + 0.091^2 + 0.75^2} \approx 1.1\%$$

Разработанную математическую модель предлагается использовать при разработке конструктивных мероприятий по снижению виброакустической нагруженности шестеренных насосных агрегатов при их проектировании, а также на этапе доводки.

Библиографический список

1. K.A.Edge, B.R. Lipscombe. The reduction of gear pump pressure ripple. [Текст]: Proc.IMEchE Vol. 201 No B2. 1987. – P. 99-106.
2. P. Casoli, A. Vacca, G. Franzioni. A numerical model for the simulation of external gear pumps [Текст]: The six JFPS international symposium on fluid power, Tsukuba, Japan 2005. – P. 151-160.
3. Шейпак, А.А. Гидравлика и гидропневмопривод [Текст]. Учебное пособие. Ч.1. Основы механики жидкости и газа. 4-е изд., стереотипное / А.А. Шейпак. – М.: МГИУ, 2005. – 192 с.

References

1. K.A.Edge, B.R. Lipscombe. The reduction of gear pump pressure ripple. Proc.IMEchE Vol. 201 No B2. 1987. – P. 99-106.
2. P. Casoli, A. Vacca, G. Franzioni. A numerical model for the simulation of external gear pumps: The six JFPS international symposium on fluid power, Tsukuba, Japan 2005. – P. 151-160.
3. Sheipak A.A. Hydraulics и Hydro- air-powered drive: Education aid. P.1. Bases of mechanics of a liquid and gas. 4 edition, stereotyped. – M.: MGIU, 2005. – 192 p. [In Russian]

THE DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODEL OF HYDRODYNAMICS OF "TRAPPED" VOLUME IN THE GEAR PUMP

© 2009 L. V. Rodionov, G. O. Belov, M. V. Budko, A. N. Kruchkov, E. V. Shahmatov

Samara state aerospace university

In work is described created mathematical model of hydrodynamics of trapped volume in the gear pump. Developed model allowed to choose a configuration of the discharge plates which provide decrease of pressure in trapped volume. The efficiency of this action was approved experimentally.

Mathematical model, "trapped" volume, gear pump, flow ripple

Информация об авторах

Родионов Леонид Валерьевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: rl63@bk.ru. Область научных интересов: гидродинамика и виброакустика.

Белов Глеб Олегович, аспирант кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: glebbelov@mail.ru. Область научных интересов: гидродинамика и виброакустика.

Будько Михаил Владимирович, студент Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: aseu@ssau.ru. Область научных интересов: гидродинамика шестеренных насосных агрегатов.

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: kan@ssau.ru. Область научных интересов: расчёт и проектирование корректирующих устройств для пневмо- и гидросистем, виброакустика.

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, проректор по науке и инновациям Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: shakhm@ssau.ru. Область научных интересов: динамика пневмо- и гидросистем, виброакустика машин.

Rodionov Leonid Valeryevich, Candidate of Engineering Science, Lecturer of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: rl63@bk.ru. Area of research: hydrodynamics and vibroacoustic.

Belov Gleb Olegovich, postgraduate student of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: glebbelov@mail.ru. Area of research: hydrodynamics and vibroacoustic.

Budko Mihail Vladimirovich, student of Samara State Aerospace University. E-mail: aseu@ssau.ru. Area of research: hydrodynamics of gear pump.

Kruchkov Alexander Nikolaevich, doctor of the technical science, professor of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: kan@ssau.ru. Area of research: calculation and designing of correcting devices for pneumo- and hydrosystems, vibroacoustic.

Shakhmatov Evgeniy Vladimirovich, doctor of the technical science, professor, pro-rector of science and innovation of Samara State Aerospace University. E-mail: shakhm@ssau.ru. Area of research: dynamics of hydraulic and pneumatic systems, vibroacoustic of machine.

УДК 621.89, 681.533

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ РАБОЧЕЙ СЕКЦИИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО ПИТАТЕЛЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

© 2009 Д. Е. Рыбальченко¹, С. С. Воронин¹, А. Б. Прокофьев²

¹ОАО «АВТОВАЗ», г. Тольятти

²Самарский государственный аэрокосмический университет

Разработана методика расчета прочности элементов рабочей секции последовательного питателя систем смазки. Представлены результаты прочностных расчетов при различных скоростях движения дозирующего поршня. Определена максимально допустимая из условий прочности скорость движения поршня. Разработанная методика предусматривает выполнение этапов: построение трехмерной твердотельной модели элементов секции; формирование сетки конечных элементов и задание граничных условий; выполнение вычислений; анализ результатов моделирования. Проведение расчетов основано на использовании программного комплекса ADAMS.

Проектирование гидравлических систем, смазочные системы, последовательный питатель, трение, прочность, метод конечных элементов

При смазывании современных машин и механизмов стоит задача сокращения времени цикла смазывания, решить которую можно увеличением скорости перемещения дозирующих поршней последовательных питателей. При этом увеличение скорости смазывания, с одной стороны, не должно приводить к снижению точности дозирования, а с другой стороны, должен быть обеспечен достаточный запас прочности конструкции смазочной техники.

Производители смазочной техники ограничивают максимальную скорость перемещения дозирующе-распределительных поршней последовательных питателей величиной 0,08 м/с [1]. При проведении экспериментальных исследований [3] последовательного питателя MSP-BSP-3-5T-5T-5T фирмы LUBRIQUIP (США) [6] было установлено, что максимальная скорость перемещения поршней, при которой сохраняется точность дозирования, т.е. отсутствуют паразитные срабатывания питателя, составляет 0,16 м/с [3].

Основная задача проведенного исследования - определение прочностных характеристик конструкции питателя для выбора материалов его основных деталей и способов их упрочняющей обработки обеспечивающих возможность его работы при скорости 0,16 м/с из условия заданного запаса прочности.

Основными деталями рабочей секции последовательного питателя (рис. 1), механические свойства которые определяют ус-

ловия его прочности, являются: корпус 1 рабочей секции, закрытый с двух сторон ограничительными пробками 2, в которые в конце своего перемещения ударяется дозирующе-распределительный поршень 3.

Для решения поставленной задачи был использован метод конечных элементов (МКЭ) с использованием программного комплекса ADAMS фирмы Mechanical Dynamics, Inc. который предназначен для динамического и кинематического анализа механических систем.

Так как пакет ADAMS предполагает твердотельное моделирование абсолютно жестких и недеформируемых объектов при расчете динамического соударения поршня и пробки последовательного питателя, было выполнено преобразование исследуемых элементов в упругие тела типа «Flex» за счет использования матрицы жесткости при расчете МКЭ.

В разработанной для проведения исследований методике прочностного расчета конструкции рабочей секции последовательного питателя можно выделить следующие этапы работ [2]:

- подготовка твердотельных 3D-моделей деталей;
- создание расчетной математической модели (нагружение и закрепление 3D-моделей конструкции в соответствии с реальными условиями ее функционирования, а также описание свойств и характеристик материалов, внешних и начальных условий);

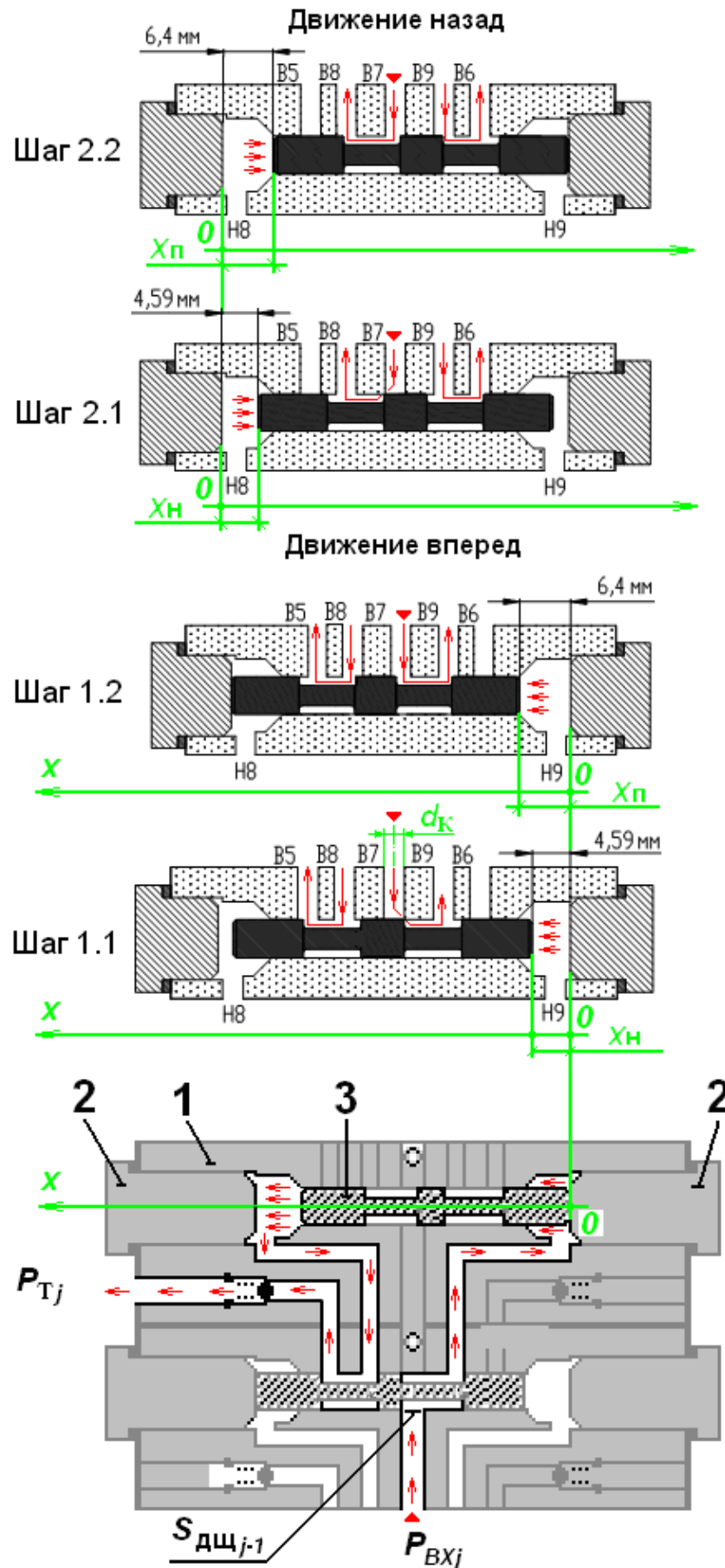


Рис. 1. Основные этапы перемещения поршня из крайнего правого положения до упора в торец левой упорной пробки

- формирование конечно-элементной модели (КЭМ);
- анализ конечно-элементной модели;
- обработка результатов (визуализация напряжений, деформаций и перемещений, позволяющая оценить прочностные качества конструкции).

3D-модели деталей рабочей секции последовательного питателя были разработаны в программном пакете AutoCAD 2007 фирмы Autodesk.

При создании расчетной модели было принято, что корпус рабочей секции питателя жестко закреплен от перемещений.

Перемещения поршня обеспечивались жестким идеальным шарниром с минимальным коэффициентом трения, к центру масс которого прикладывался вектор скорости

Резьбовое соединение пробки с корпусом было промоделировано путем объединения отдельных точек их контакта общими точками посредством жестких многоузловых MPC (Multi Point Constraint) связей.

Конечно-элементная модель, сгенерированная в препроцессоре Altair / HYPERMESH, включающая 632 MPC связей, представлена на рис.2, а её состав перечислен в табл. 1.

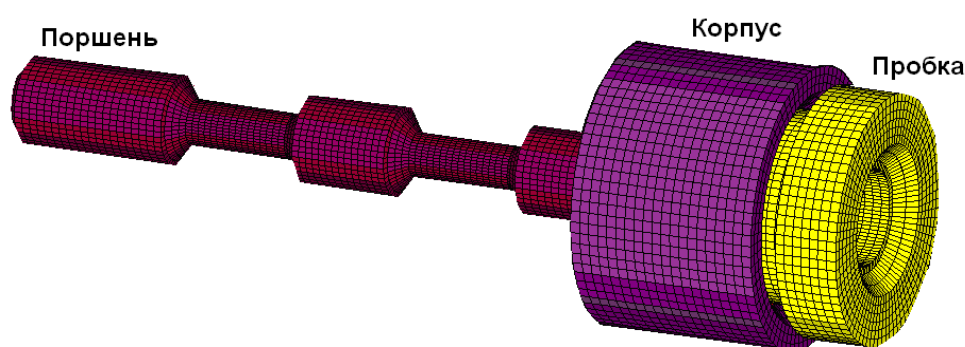


Рис. 2. Конечно-элементная модель дозирующе-распределительного поршня с упорной пробки, установленной в корпусе рабочей секции питателя

Таблица 1 - Состав конечно-элементной модели рабочей секции питателя

Наименование элемента питателя	Количество, шт.		
	узлов	гексагональных элементов типа hex8	клиновидных элементов типа penta6
Корпус	9882	7760	-
Пробка	20994	17840	1200
Поршень	58637	38760	5600

Механическая прочность основных деталей питателя МИЗ 5Д-5Д-5Д [1] при нормальных температурах характеризуется пределом текучести σ_T , пределом прочности σ_B и пределом выносливости при растяжении - сжатии с симметричным циклом σ_{-1P} , вели-

чины которых приведены в табл. 2 [5]. В табл. 2 приняты следующие обозначения упрочняющей обработки: Ц – цементация; З – закалка; НО – низкий отпуск; У – улучшение; ОЗ – объемная закалка.

Таблица 2 - Механические свойства основных деталей питателя

Наименование элемента питателя	Марка материала	Упрочняющая обработка	Предел текучести (σ_T), МПа	Предел прочности (σ_B), МПа	Предел выносливости (σ_{-1P}), МПа
Корпус	Сталь 20Х ГОСТ 4543-71	Ц, З, НО	400	650	205
Пробка	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	У	650	850	268
Поршень	Сталь ШХ15 ГОСТ 801-78	ОЗ, НО	1700	2200	693

Значения предела выносливости при растяжении - сжатии с симметричным циклом определены приближенно на основании следующих соотношений [5]:

$$\sigma_{-1P} = (0,7 \dots 0,9) \sigma_{-1},$$

где σ_{-1} – предел прочности при изгибе с симметричным циклом, $\sigma_{-1} = (0,45 \dots 0,5) \sigma_T$.

При этом в формулах использованы минимальные значения коэффициентов.

Допускаемыми напряжениями $[\sigma]$ будем считать максимальные значения расчетных напряжений, которые могут быть допущены в опасном сечении при обеспечении необходимой в условиях эксплуатации надежности работы детали [4]. При этом условие прочности выражается формулой

$$\sigma_{PP} \leq [\sigma],$$

где σ_{PP} – приведенное расчетное напряжение по гипотезе прочности, соответствующей данному состоянию материала (пластичному или хрупкому).

Каждая деталь должна обладать запасом прочности, который в случаях когда нагрузки пропорциональны напряжениям определяется как отношение предельных напряжений $\sigma_{пред}$ к действующим максимальным приведенным напряжениям σ_{PP} :

$$n = \frac{\sigma_{пред}}{\sigma_{PP}}.$$

Величины запасов прочности при упрощенном расчете по пределу прочности σ_B без учета типа напряженного состояния, концентрации, абсолютных размеров и составляют [4]:

2,5 ... 2,7 - для статической нагрузки при пластичном состоянии материала;

3,0 ... 9,0 - для статической нагрузки при хрупком состоянии материала;

2,8 ... 5,0 - для ударной и внезапной нагрузки при пластичном состоянии материала;

5,0 ... 15,0 - для переменной нагрузки при пластичном состоянии материала.

С учетом того, что при работе питателя на его детали действуют динамические ударные нагрузки, величина запаса прочности для него должна составлять $n = 2,8 \dots 5,0$.

Характеристики материалов основных деталей питателя, которые использовались при выполнении расчета в MSC/ADAMS, куда была экспортирована полученная КЭМ и где была окончательно сформирована расчетная модель, приведены в табл. 3.

Таблица 3. Характеристики материалов основных деталей питателя

Наименование элемента питателя	Марка материала	Коэффициент Пуассона	Плотность, т/мм ³	Модуль Юнга, МПа
Корпус	Сталь 20Х ГОСТ 4543-71	$3,00 \times 10^{-1}$	$7,80 \times 10^{-9}$	$2,16 \times 10^5$
Пробка	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	$3,00 \times 10^{-1}$	$7,80 \times 10^{-9}$	$2,14 \times 10^5$
Поршень	Сталь ШХ15 ГОСТ 801-78	$3,00 \times 10^{-1}$	$7,80 \times 10^{-9}$	$2,11 \times 10^5$

Расчёты проводились при двух видах нагрузки. Статической - когда определялось напряженно-деформированное состояние пробки при действующем на её поверхность давлении 25МПа, и динамической - возникающей при ударе поршня массой $3,48 \cdot 10^{-3}$ кг, который перемещается при выбранных значениях скорости.

В результате расчёта было определено, что от действия статической нагрузки 25 МПа на поверхности пробки возникают напряжения 225,3 МПа.

С целью сокращения времени расчёта при проведении динамических расчётов исследования изменения скорости, усилия и

перемещения во времени проводились на участке хода поршня за 1 мм до его контакта с упорной пробкой. Исходное положение поршня выбиралось из соображений, что при соударении его скорость должна быть постоянной и установившейся, а время, затраченное на непроизводительный расчёт "холостого" перемещения, не слишком большое. Как только поршень достигал упорной пробки, приложенная к нему скорость сбрасывалась. Полученные расчетные зависимости показаны на рис. 4-6.

Как это следует из графиков, представленных на рис. 4-6, при соударении поршня с упорной пробкой порождается переходный затухающий колебательный процесс. Ско-

рость падает до нулевого значения и поршень практически останавливается. При этом колебания скорости перемещения

поршня после его контакта с пробкой можно объяснить его поперечными деформациями, показанными на рис. 3.

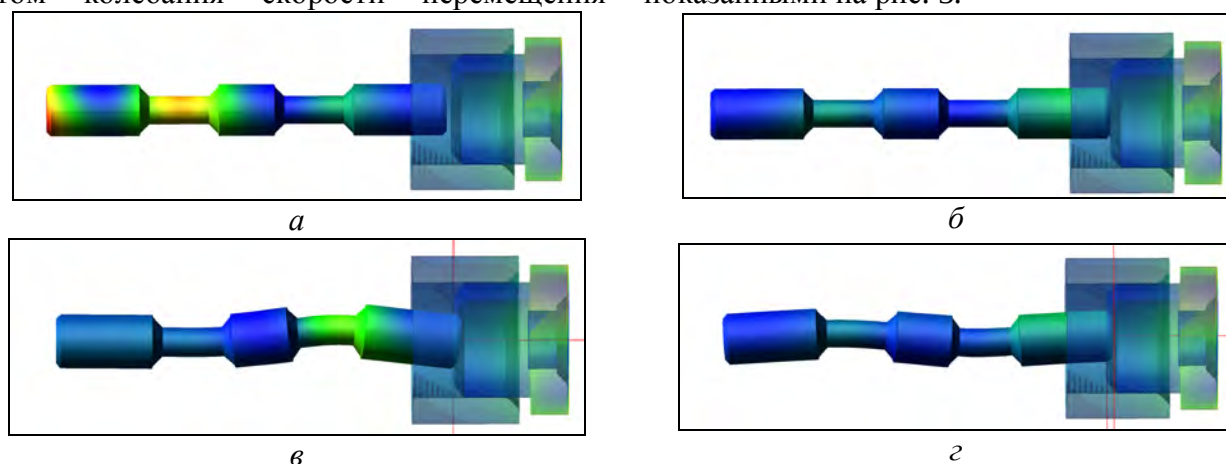


Рис. 3. Деформированное состояние поршня при различных фазах его движения:

а - соприкосновения нет; б - соприкосновение поршня и пробки; в - поперечная деформация поршня и частичный отскок; г - колебательный характер соударения поршня и пробки, вызванный поперечным изгибом поршня

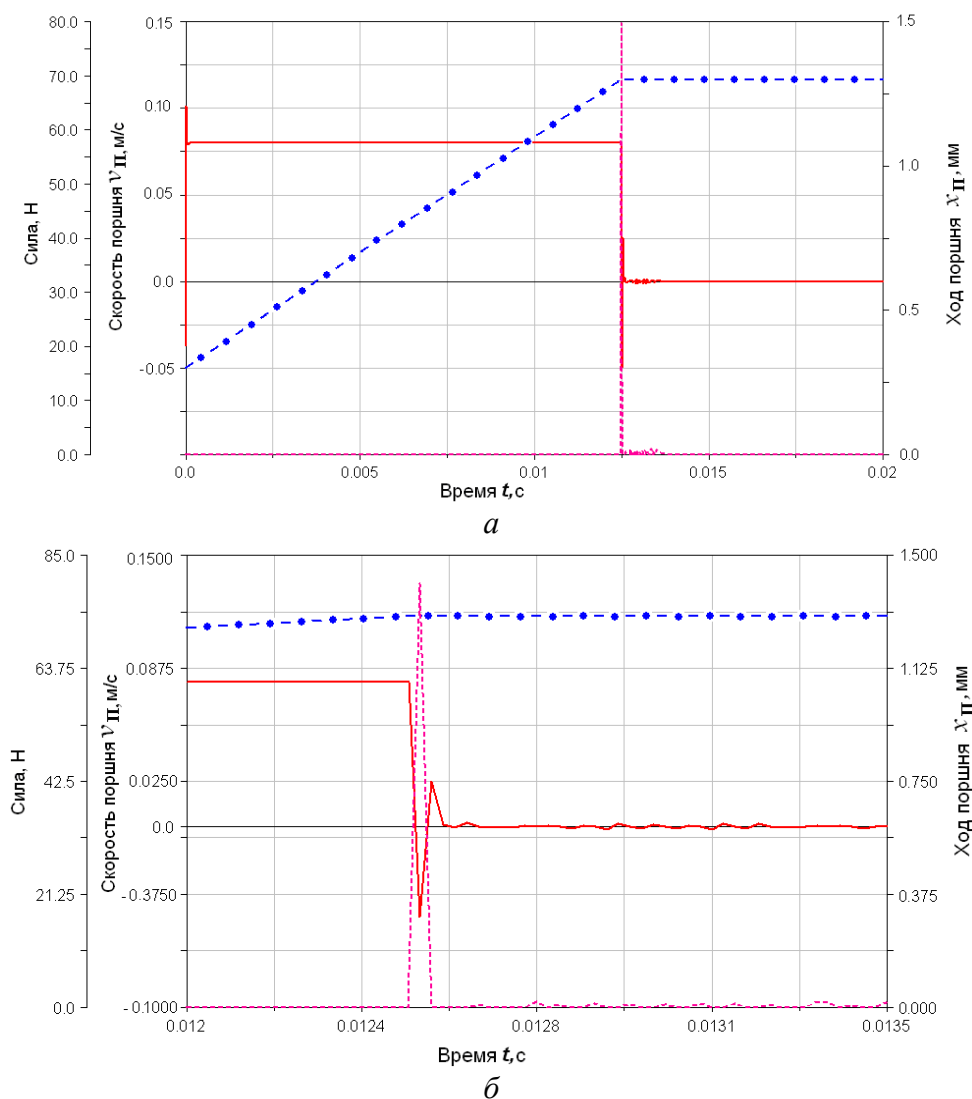


Рис. 4. Зависимость скорости, усилия и перемещения от времени при скорости поршня 0,08 м/с:

а) на участке движения поршня 1 мм до пробки; б) подробно фаза соударения
 —●— - перемещение поршня; — - скорость поршня; - - - - сила

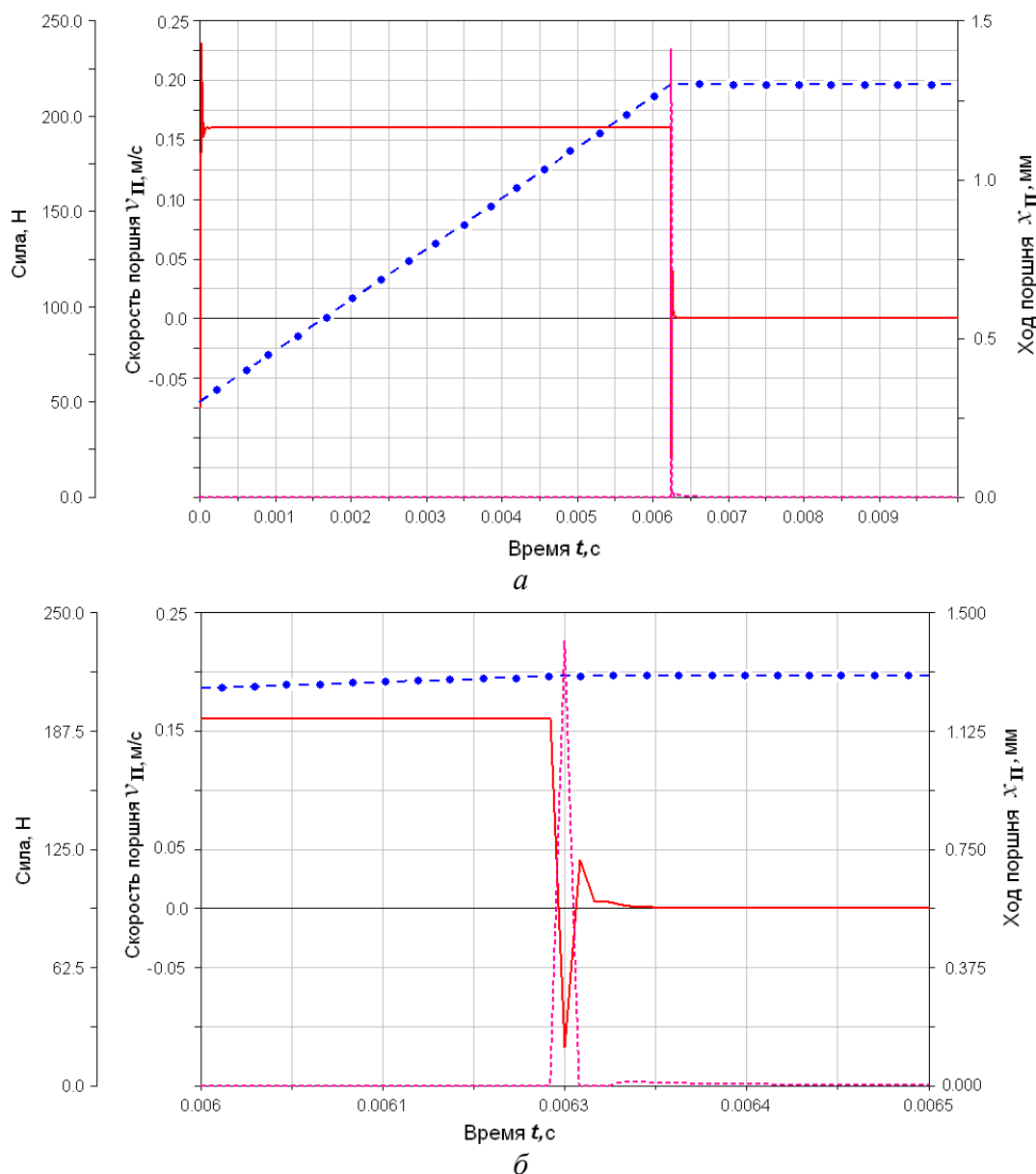


Рис. 5. Зависимость скорости, усилия и перемещения от времени при скорости поршня 0,16 м/с:

а) на участке движения поршня 1 мм до пробки; б) подробно фаза соударения
 —●— — перемещение поршня; — — скорость поршня; - - - - сила

Значения максимальных усилий, величины упругой пластической деформации упорной пробки и напряжений в момент соударения с ней поршня, рассчитанных по

четвертой (энергетической) теории прочности Хубера – Мизеса – Хенки, при различных значениях скорости, приложенной к поршню, приведены в табл. 4.

Таблица 4 - Значения максимальных усилий, напряжений и величины упругой пластической деформации упорной пробки в момент соударения с ней поршня при различных значениях скорости

Скорость поршня, м/с	Максимальное усилие, Н	Напряжение, МПа	Пластическая деформация, мм
0,08	79,7	197,50	$0,998 \times 10^{-4}$
0,16	207,7	514,75	$1,040 \times 10^{-4}$
3,00	2812,0	6969,00	$3,100 \times 10^{-4}$

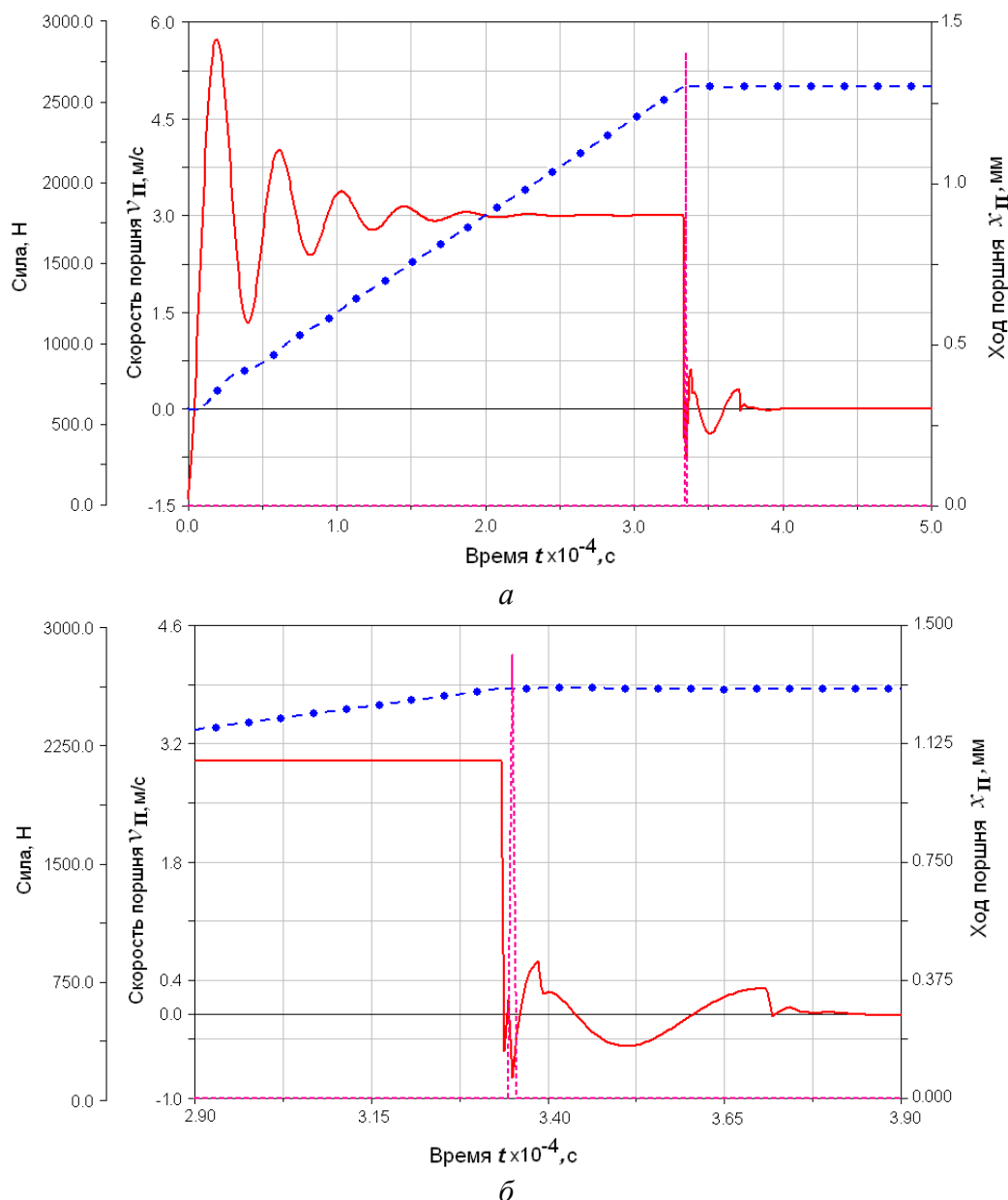


Рис. 6. Зависимость скорости, усилия и перемещения от времени при скорости поршня 3,0 м/с:

а) на участке движения поршня 1 мм до пробки; б) подробно фаза соударения

— — — — — - перемещение поршня; ————— - скорость поршня; - - - - - сила

Установлено, что для обеспечения возможности работы последовательных питателей со скоростью перемещения поршней 0,16 м/с с запасом прочности $n = 2,8$ предел прочности материалов, из которых изготовлены поршень, корпус и упорная пробка рабочей секции, должен быть равен 1440 МПа. Таким требованиям отвечает легированная конструкционная сталь 30ХГС (ГОСТ 4543-71), предел прочности которой при закалке 870...890°C и отпуске 200°C составляет 1470 МПа, а предел выносливости 696 МПа.

Разработанная методика моделирования прочностных характеристик основных элементов рабочих секций последовательных питателей формирует данные для выбора материалов и способов упрочняющей обработки основных деталей рабочих секций различных типоразмеров, которые обеспечат возможность его работы при требуемой скорости из условия заданного запаса прочности. При этом для существующих конструкций последовательных питателей данная методика позволяет определить максимально допустимую скорость перемещения поршня пита-

теля, при которой не будет происходить смятие упорной резьбовой пробки (ее опорной поверхности или резьбы).

Библиографический список

1. Николаевский завод смазочного и фильтрующего оборудования: каталог продукции [Текст] / НЗСФО – Николаев, 2003. – 104 с.

2. Программы для расчета на прочность, совместимые с AutoCad. [электр. ресурс] // <http://www.refstore.ru/box/10/pro/1665/index1.7.html>

3. Рыбальченко, Д.Е. Экспериментальное исследование статических и динамических характеристик нагнетательного устройства с программируемой подачей смазочного материала [Текст] // Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара, 2008. – 18 с. – Деп. в ВИНТИ 12.03.08, №204-В-2008.

4. Серенсен, С.В. Справочник машиностроителя [Текст]: в 3 т. / под общ. ред. С.В. Серенсена, Н. С. Ачеркана. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроительной лит-ры, 1951. - Т.3. – 1098 с.

5. Тарабасов, Н.Д. Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций [Текст]: Справочник / Н.Д. Тарабасов, П.Н. Учаев. - М: Машиностроение, 1983 - 239 с.

6. Centralized Lubrication Systems: Catalog. / LUBRIQUIP, INC., A Unit of IDEX Corporation. - Printed in USA, 2001.

References

1. Nikolaev plant of the lubricating and filtering equipment: the catalog of the production / NSSFO – Nikolaev, 2003. – 104 p.

2. Programs for the strength calculation, compatible from AutoCad // <http://www.refstore.ru/box/10/pro/1665/index1.7.html>.

3. Rybalchenko, D.E. Experimental study of the static and dynamic characteristics of pressuring device with the programmed supply of the lubricant. – Samara, SSAU, 2008. – 18 p. Dep. at VINITI 12.03.08, №204-B-2008.

4. Reference book of the machine builder / ed. by Serensen S.V., Acherkan N.S. – Moscow: The State Scientific-Technical Publishing House of the machine-building literature, 1951, Vol.3. – 1098 p.

5. Tarabasov, N.D., Uchaev, P.N. Design of components and units of the machine-building constructions: Reference book.- Moscow: Mashinostroyeniye, 1983 - 239 p.

6. Centralized Lubrication Systems: Catalog. / LUBRIQUIP, INC., A Unit of IDEX Corporation. - Printed in U.S.A., 2001.

CALCULATION OF DURABILITY OF WORKING SECTION OF PROGRESSIVE DIVIDER VALVE BY A METHOD OF FINAL ELEMENTS

© 2009 D. E. Rybalchenko¹, S. S. Voronin¹, A. B. Prokofiev²

¹Joint-stock company AVTOVAZ, Togliatti

²Samara State Aerospace University

The description of calculation of durability of working section of progressive divider valve is resulted at various speeds of moving of the dosing out piston. Calculation includes: preparation of solid-state 3D-models of details; creation of settlement model; formation of is final-element model; the analysis of results of modelling. Work is executed with use of program complex ADAMS of firm Mechanical Dynamics, Inc.

Design of hydraulic systems, lubricating systems, sequential feeder, friction, strength, the method of the final elements

Информация об авторах

Рыбальченко Дмитрий Евгеньевич, кандидат технических наук, начальник отдела внедрения и сопровождения САПР производства технологического оборудования ОАО «АВТОВАЗ». Тел. (8482) 73-66-06. E-mail: D.Rybaltchenko@vaz.ru. Область научных интересов: динамика и прочность гидравлических систем, проектирование гидропневоприводов смазочных и охлаждающих систем.

Воронин Сергей Сергеевич, начальник бюро прочностных расчетов, ОАО «АвтоВАЗ». E-mail: SS.Voronin@vaz.ru. Область научных интересов: динамика и прочность машиностроительных систем; динамика и прочность несущих тонкостенных систем; виртуальные испытания изделий, проектирование несущих тонкостенных систем (кузов автомобиля).

Прокофьев Андрей Брониславович, доктор технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: upnk@ssau.ru. Тел. (846) 267-48-70. Область научных интересов: динамика трубопроводных систем, виброакустика, расчёт и проектирование корректирующих устройств для пневмогидросистем, активные методы подавления шума и вибрации элементов машин.

Rybalchenko Dmitry Evgenievich, candidate of technical science, Head of CAD department of Production Equipment Department of Public Joint-stock company AVTOVAZ. Phone: 8 (8482) 73-66-06. E-mail: D.Rybaltchenko@vaz.ru. Area of research: Dynamics and durability of hydraulic systems, designing hydraulic and pneumatic drive, lubricant and cooling systems.

Voronin Sergey Sergeevich, head of a bureau for calculations of durability of Public Joint-stock company AVTOVAZ. E-mail: SS.Voronin@vaz.ru. Area of research: dynamics and durability of mechanical systems; dynamics and durability of the loaded shell systems; virtual tests of products.

Prokofiev Andrei Bronislavovich, doctor of the technical sciences, senior lecturer of department «Automatic systems of power plant» of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-48-70. E-mail: upnk@ssau.ru. Area of research: dynamics and vibroacoustics of hydromechanical systems, vibroacoustic, design of fluid pressure pulsation damper, active noise control.

УДК 62-192

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЕЙ ПУТЕМ ВВЕДЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОПЕРАЦИИ КОНТРОЛЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ВАКУУМ-ПЛОТНЫХ КОРПУСОВ РЭА

© 2009 Д. М. Свиридюк

Московский Государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Разработана математическая модель инъекции защитного газа из вакуум-плотного корпуса РЭА через паяное соединение крышки корпуса, позволяющая установить связь между временем эксплуатации и давлением защитного газа внутри вакуум-плотного корпуса РЭА. Разработан метод контроля герметичности вакуум-плотных корпусов РЭА с помощью измерения деформации крышки корпуса. Это позволяет выявлять разгерметизированные корпуса и прогнозировать дальнейшее изменение давления защитного газа внутри корпуса.

Контроль герметичности, корпус, математическая модель, метод контроля

Одним из основных элементов обеспечения надёжности ракетных двигателей является качество функционирования РЭА, управляющей ими. В настоящее время на космических летательных аппаратах не используются герметичные отсеки. Таким образом, возникает необходимость локальной герметизации РЭА в вакуум-плотных корпусах.

Вакуум-плотные корпуса после изготовления и помещения во внутрь РЭА, заполняются газовой защитной средой под небольшим избыточным (до 1,3 атм) давлением и герметизируются пайкой с применением припоя ПОС-61. После оценки их герметичности гелиевым течеискателем они достаточно длительное время хранятся (предстартовый период около 3 лет), и затем без дополнительного контроля устанавливаются на изделие.

Необходимо отметить, что на этапе хранения корпуса при атмосферном давлении, а также непосредственно в период эксплуатации в связи с остаточными напряжениями, со специфическими особенностями поведения материалов в условиях космического вакуума такими, как повышенные потери массы, изменение структуры и свойств поверхности, развитие электрических разрядов и пробоев и др., существует вероятность образования дефектов в герметизирующем шве, недопустимого снижения давления защитного газа в корпусе и, как следствие, выхода из строя РЭА.

В связи с вышеописанным была разработана математическая модель инъекции защитного газа из вакуум-плотного корпуса.

Анализ физических особенностей снижения давления наддува корпусов РЭА защитным газом позволил сформулировать следующие допущения, необходимые для математического моделирования данного процесса (рис.1).

1. Инжекция происходит через малый дефект (течь). Поэтому быстрыми вариациями

давления $p(\tau)$ типа: $\frac{d^2 p}{d\tau^2}$ (и выше) можно пренебречь по сравнению с интенсивностью (скоростью) снижения давления:

$$\frac{dp}{d\tau} \gg \frac{d^2 p}{d\tau^2}, \frac{d^3 p}{d\tau^3}, \text{ и т. д.}$$

2. В связи с вышеизложенным основным допущением процесс инъекции в микрообъёме будем считать изотермическим без волновых и переходных процессов.

3. В первом приближении интенсивность снижения давления пропорциональна перепаду давлений газа на стенке корпуса РЭА.

На основе сделанных физически обоснованных допущений будем иметь следующую математическую модель инъекции:

$$p(\tau) = p_0 + p_n e^{-\alpha \tau},$$

где $p(\tau)$ – давление защитного газа в корпусе РЭА в текущий момент времени τ ; p_0 – внешнее давление на корпус РЭА со стороны окружающей среды; p_n – избыточное давление газа в начальный момент времени; α – коэффициент пропорциональности характеризующий непроницаемость (герметичность) корпуса РЭА.

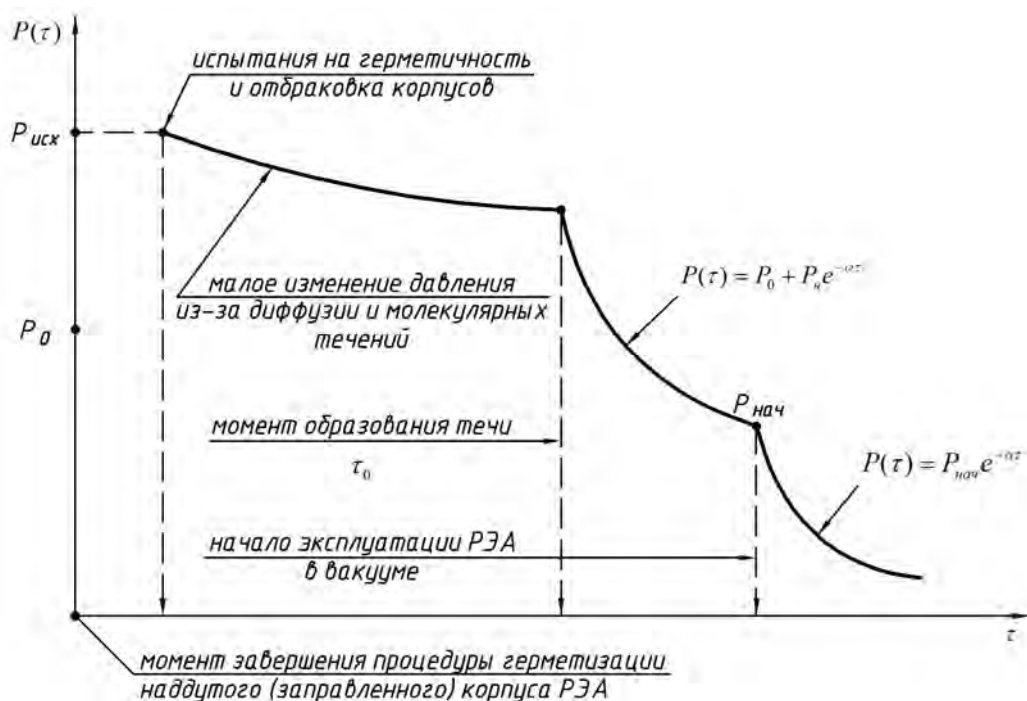


Рис. 1. Диаграмма изменения давления защитного газа в корпусе РЭА

Важная особенность реального процесса истечения защитного газа из корпуса РЭА состоит в том, что начало этого процесса по сути неопределенно. В связи с этим была разработана вероятностная модель для определения времени начала истечения защитно-

го газа. По результатам имитационного моделирования по методу Монте-Карло было получено распределение времени начала процесса истечения защитного газа из корпуса РЭА, представленное на рис. 2.

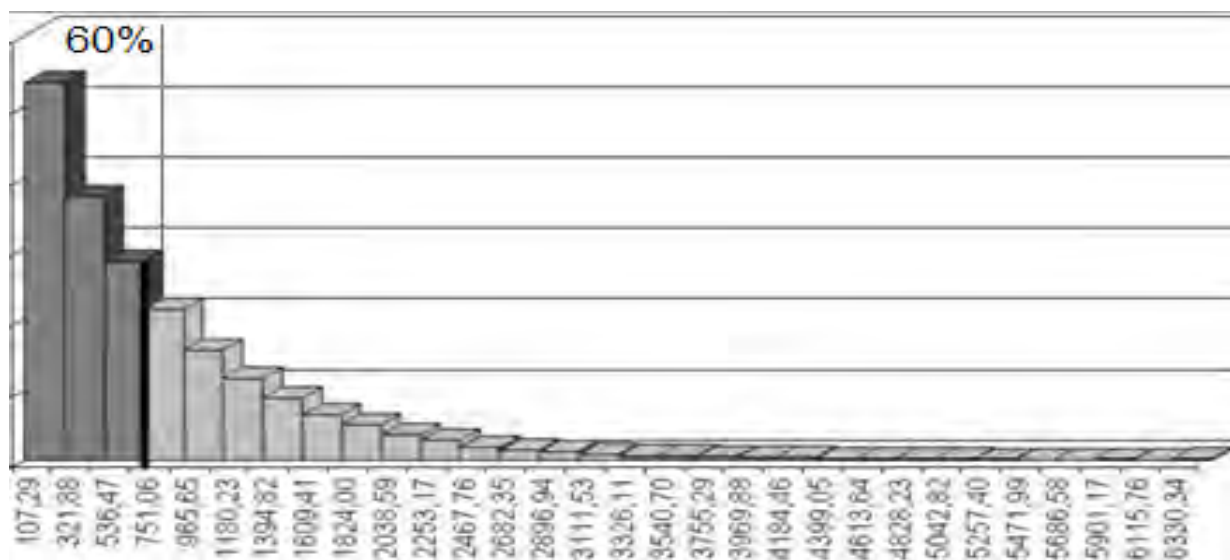


Рис. 2. Распределение времени начала процесса истечения защитного газа из корпуса РЭА

На основании полученного распределения были построены характерные варианты изменения давления защитного газа в корпусе РЭА, представленные на рис. 3.

Корпус 1 годен, так как $\tau_{экс}^1 > \tau_{экс}$, но

его лучше заменить. Корпус 2 негоден, так как $\tau_{экс}^2 < \tau_{экс}$. Корпус 3 годен, но течь образовалась при эксплуатации.

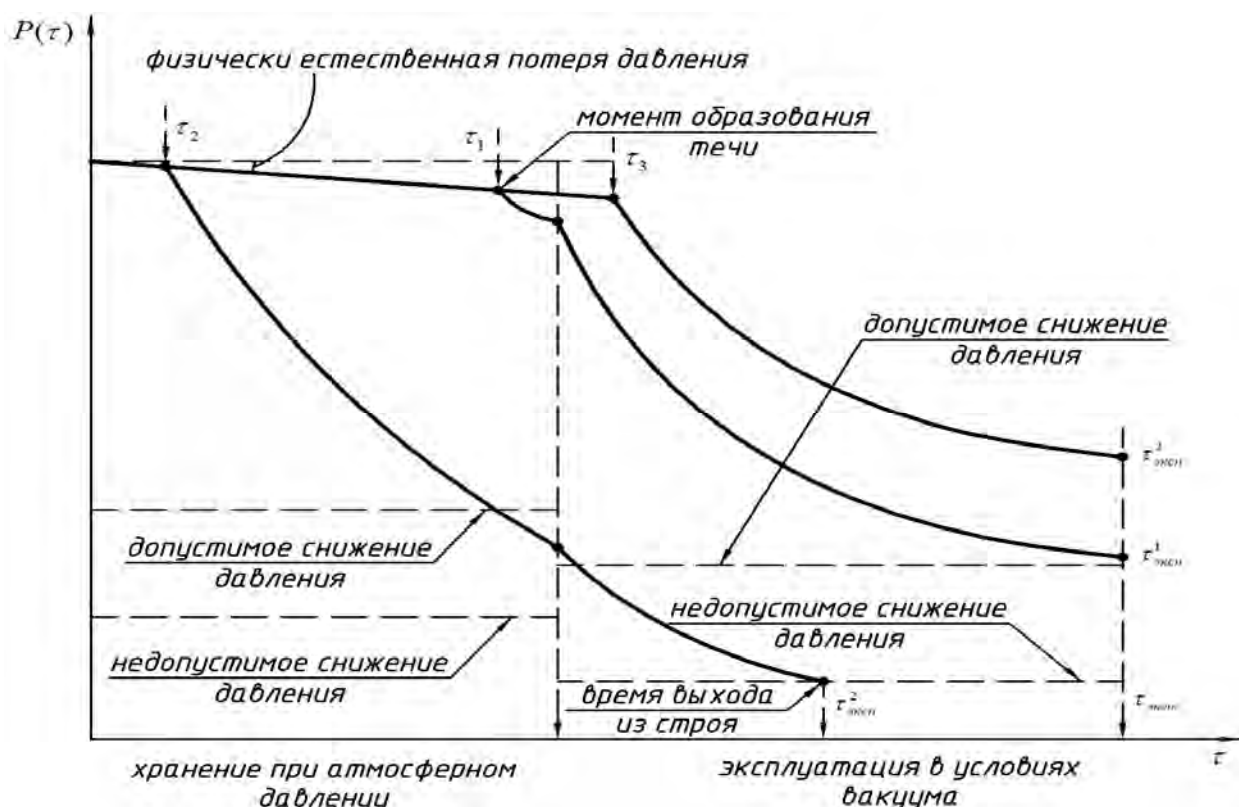


Рис. 3. Характерные варианты изменения давления защитного газа, иллюстрирующие возможности разработанной математической модели ($\tau_{\text{экссл}}$ – заданное время эксплуатации)

Соответственно при введении технологической операции неразрушающего контроля давления защитного газа в вакуум-плотном корпусе РЭА перед установкой на космический объект даст возможность выявить разгерметизированные корпуса и прогнозировать дальнейшее изменение давления защитного газа внутри корпуса.

Методом экспертных оценок на начальном этапе анализа установлено, что наиболее технически приемлемым способом решения задачи контроля давления защитного газа в корпусах РЭА является деформационный метод. Остальные методы (взвешивания и резонансно-динамический) практически нереализуемы. Деформационный метод контроля давления защитного газа в корпусах РЭА основан на изменении величины деформации крышки корпуса РЭА до заправки и после заправки. С помощью программ Nastran и SolidWorks были построены зависимости величины деформации крышки типового корпуса от давления защитного газа.

На следующем этапе работы было проведено экспериментальное исследование деформационного метода контроля давления

защитного газа. Общий вид установки для проведения измерений показан на рис. 4. На рис. 5 представлены расчетные и экспериментальные зависимости величины деформации крышки от давления защитного газа. Результаты теоретических расчетов хорошо согласуются с полученными экспериментальными данными.

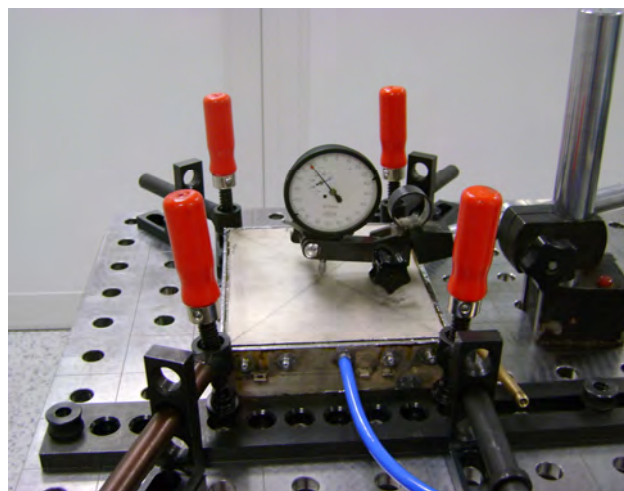


Рис. 4. Общий вид установки для проведения измерений

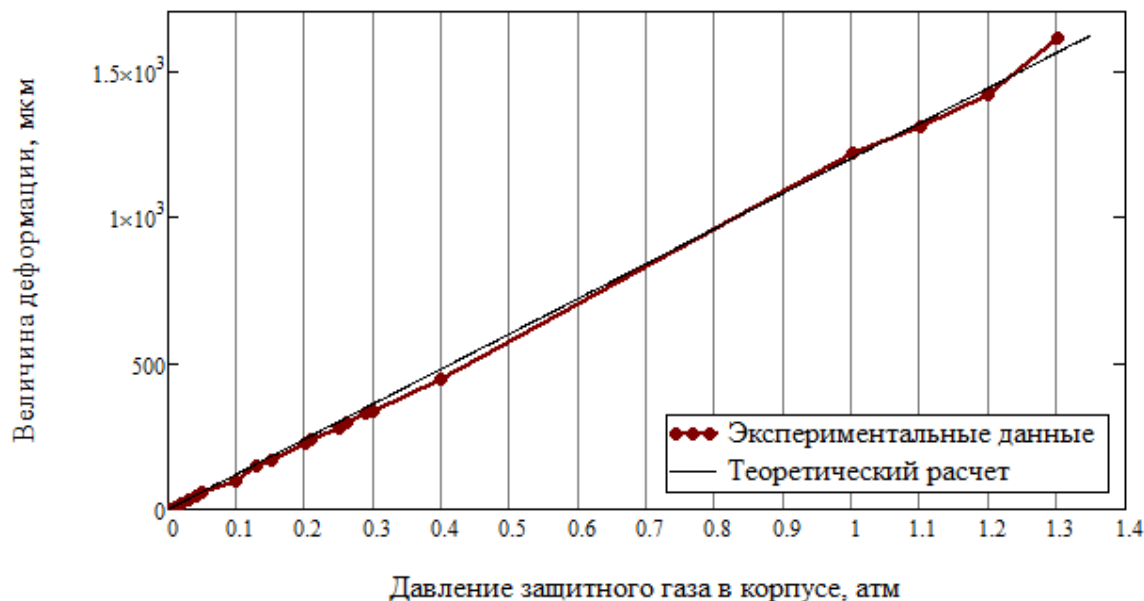


Рис. 5. Зависимости величины деформации крышки от давления защитного газа

Выводы:

1. Разработана математическая модель инъекции защитного газа из вакуум-плотного корпуса РЭА через паяное соединение крышки корпуса, позволяющая установить связь между временем эксплуатации и давлением защитного газа внутри вакуум-плотного корпуса РЭА.

2. Используя статистические данные завода-изготовителя с применением метода имитационного моделирования Монте-Карло, показано, что если есть потенциальная возможность разгерметизации порядка 0.5%, то 60% случаев разгерметизации происходит на стадии хранения в течение предстартового периода.

3. Разработан метод контроля герметичности вакуум-плотных корпусов РЭА с помощью измерения деформации крышки корпуса. Данный метод обладает достаточно высокой чувствительностью и позволяет определить давление защитного газа внутри корпуса.

4. Показано, что при изменении давления на 0.01 атм изменение деформации корпуса составляет от 10 до 12 мкм. Это позволяет выявлять разгерметизированные корпуса и прогнозировать дальнейшее изменение давления защитного газа внутри корпуса. Результаты теоретических расчетов хорошо согласуются с полученными экспериментальными данными.

IMPROVING THE OPERATING CHARACTERISTICS OF ENGINES BY THE IMPOSITION OF MANUFACTURING OPERATION OF HERMETICITY INSPECTION OF VACUUM-TIGHT RADIO ELECTRONIC DEVICE CASES

©2009 D. M. Sviridyuk

Bauman Moscow State Technical University

The mathematical model of the shielding gas injection from the vacuum-tight Radio electronic device (RED) case through the soldered joint of the closure head has been developed. It allows to establish binding between the operating time and pressure of the shielding gas inside the vacuum-tight RED case. The inspection method of vacuum-tight

RED case hermeticity by means of determination closure head of the RED case deformation has been developed. This allows to reveal depressurized RED cases and to forecast further changing of the shielding gas pressure.

Hermeticity control, case, mathematical model, inspection method

Информация об авторе

Свиридюк Денис Михайлович, аспирант, заведующий лабораторией учебно-инженерного центра нанотехнологии и микро-микро-системной техники Московского Государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, г. Москва. Тел.: (499) 263-65-31. E-mail: 12345den@mail.ru. Область научных интересов: нанотехнологии, технологии приборостроения, надежность технических систем, космическая техника, двигателестроение.

Sviridyuk Denis Mikhailovich, postgraduate student, Laboratory-manager in the educational engineering center of Nanotechnology, Nano- and Microsystem technics of Bauman Moscow State Technical University. Phone: (499) 263-65-31. Email: 12345den@mail.ru. Area of research: nanotechnologies, technologies of instrument engineering, reliability of technical systems, space technics, propulsion engineering.

УДК 621.671

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОНАСОСНОГО АГРЕГАТА НА ШАРИКОПОДШИПНИКАХ С БОЛЬШИМ РЕСУРСОМ РАБОТЫ

© 2009 В. Н. Шнякин, Я. Н. Иванов, Л. Ф. Ивченко, А. А. Стебловцев

Государственное конструкторское бюро «Южное», г. Днепропетровск, Украина

Представлены результаты лабораторных исследований и эксплуатации высокооборотного двухступенчатого электронасосного агрегата (ЭНА) с увеличенным ресурсом работы. В разработанной конструкции ЭНА обеспечено гарантированное осевое прижатие шариков к поверхностям качения обойм упорного шарикоподшипника, уменьшено радиальное перемещение ротора путем выполнения щелевых уплотнений с антифрикционными кольцами, уменьшения длины вылета вала электродвигателя, повышения его жесткости благодаря размещению колеса второй ступени насоса на ступице колеса первой ступени. Ресурс ЭНА в эксплуатационных условиях превысил 22900 ч.

Электронасосный агрегат, подшипник, ресурс, эксплуатация, уплотнения

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. В системах авиационных и космических аппаратов широко используются герметичные электронасосные агрегаты (ЭНА) с центробежными насосами низкой быстроходности ($n_s \leq 20$), рабочие колеса которых располагаются консольно на валу высокооборотного электродвигателя (частота вращения более 3000 мин⁻¹) [1]. Разработка таких ЭНА на шарикоподшипниках с большим ресурсом работы (более 3000 ч), является проблемной задачей. Достигнутый уровень ресурса известных ЭНА рассматриваемого класса не превышает 5000 ч. Применение двухступенчатых консольных насосов, имеющих значительно больший КПД, чем одноступенчатый с теми же параметрами, существенно снижает ресурс. Ресурс ЭНА ограничивается ресурсом шарикоподшипников электродвигателя. Износ подшипников приводит к увеличению радиального биения ротора, росту радиальных усилий и далее процесс разрушения подшипников развивается лавинообразно. В результате выбирается зазор между ротором электродвигателя и гильзой, разделяющей полость ротора от статора. Задевание ротора о гильзу приводит к взаимному трению и торможению ротора. Возможны нарушение герметичности электродвигателя и выход из строя ЭНА.

Описание конструкции электронасосного агрегата. Разработанный в ГП «КБ «Южное» ЭНА представляет собой двухступенчатый центробежный насос, рабочие

колеса которого расположены на конце вала электродвигателя (рис. 1,2). Для уменьшения осевых сил, действующих на опорный подшипник электродвигателя, колеса расположены симметрично ведущими дисками друг к другу. Бурты покрывных дисков, образующих щелевые уплотнения, имеют разные диаметры. Величина осевой силы F_A в насосе составляет 0,2...0,5 кгс и направлена против потока на входе в насос. Для уравнивания радиальных сил спиральные отводы насосов первой и второй ступени расположены со смещением по окружности на 180°. Расчетная величина радиальной силы F_r не превышает 0,1 кгс.

В конструкции насоса применены щелевые уплотнения с графитовыми кольцами, запрессованными в корпусные детали.

Конструкция защищена авторским свидетельством СССР на изобретение №1721307А1, F04Д29/20 и патентом Украины №78803.

Цель исследований. Целью исследований является повышение ресурса работы ЭНА путем уменьшения изгибных колебаний вала, радиальных перемещений колес и обеспечения гарантированного осевого поджатия шариков при их износе. Это достигается тем, что колесо 5 (1-ой ступени) закреплено на конце вала 2 электродвигателя, а колесо 6 (2-ой ступени) на ступице колеса 5 (рис.1). Колесо 5 установлено с упором в подшипник 3. Кольцевой буртик покрывного диска колеса 6 расположен на большем диаметре, чем аналогичный буртик колеса 5.

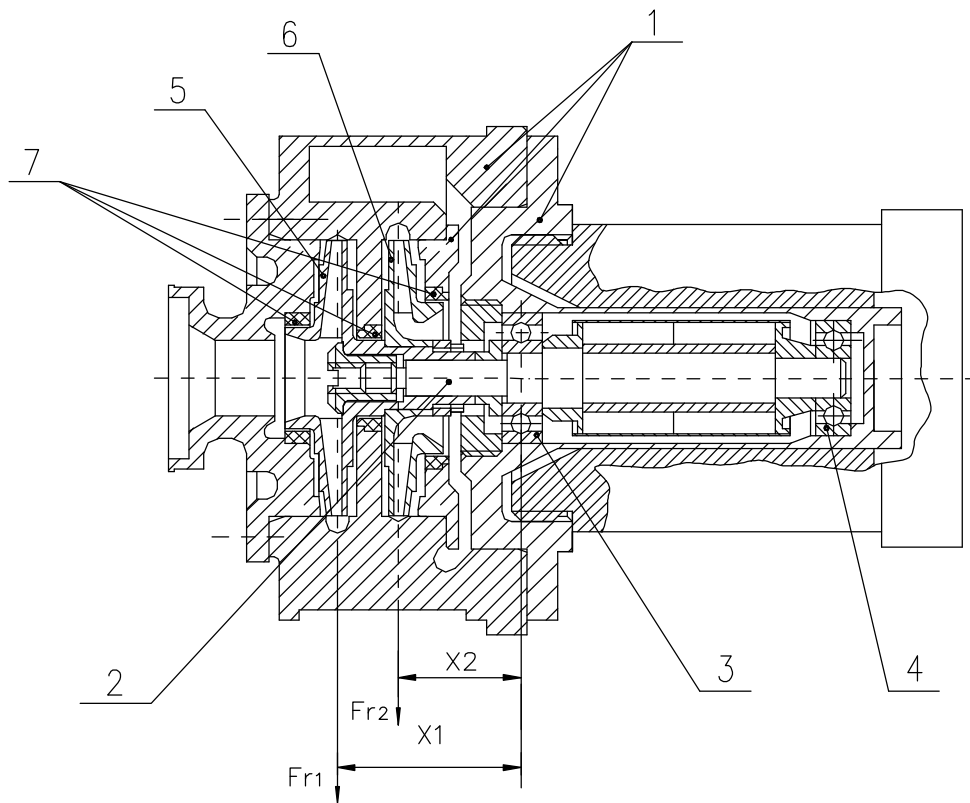


Рис. 1. Электронасосный агрегат

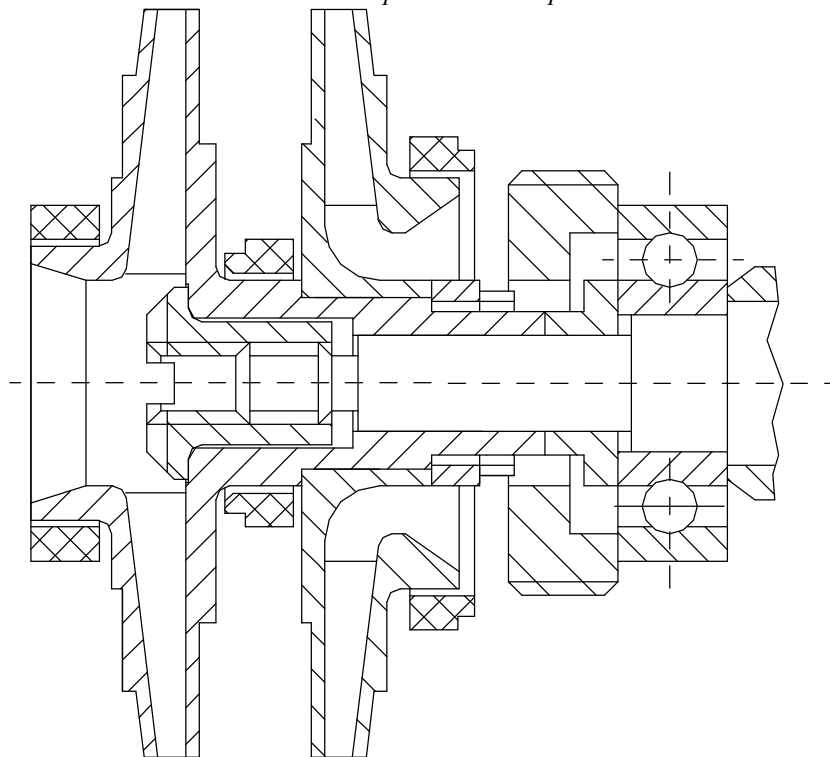


Рис. 2. Конструкция ротора насоса

Напротив буртиков в корпусе установлены неподвижные кольца 7 из антифрикционного материала, образующие щелевые уплотнения. При таком расположении колес уменьшается размер консоли и обеспечивается снижение изгибных колебаний. Этому же

служат кольца 7, воспринимающие радиальные нагрузки при износе подшипников.

Размещение щелевых уплотнений на разных диаметрах позволяет создать гарантированную осевую силу необходимой величины, благодаря которой исключаются радиальные перемещения ротора в шарикопод-

шипниках при их износе, так как шарики находятся в постоянном контакте с поверхностями желобов наружной и внутренней обойм подшипника.

Антифрикционные кольца в щелевых уплотнениях ограничивают радиальные перемещения конца вала при износе шарикоподшипников и служит резервными подшипниками. Ресурс работы ЭНА увеличивается.

Результаты исследований. При вращении ротора ЭНА на конец вала действуют радиальные силы неуравновешенных масс колес, которые создают изгибающий момент. Размещение одного колеса на ступице другого со стороны подшипника уменьшает консоль, обеспечивает большую жесткость вала и наименьший изгибающий момент. Изгибные колебания вала уменьшаются.

Изгибающий момент, действующий на конец вала, определяется по формуле

$$M = F_{r1} \cdot x_1 + F_{r2} \cdot x_2,$$

где F_{r1} и F_{r2} – радиальная сила от неуравновешенной массы первого и второго колес;

x_1 и x_2 – плечи момента сил.

Радиальная сила от неуравновешенной массы зависит от радиуса центра тяжести колеса

$$F_r = m \cdot R \cdot \omega^2,$$

где m – масса колеса;

R – радиус центра тяжести;

ω – частота вращения.

Радиус центра тяжести определяется радиальным перемещением колеса вследствие изгиба конца вала (R_1 и R_2), величиной радиального зазора (ΔY_1) в посадке одного колеса на ступице другого колеса и величиной радиального люфта подшипника (ΔY_2).

Изгибающий момент от двух колес (при $m_1 \approx m_2 \approx m$) определяется по формуле

$$M = m \cdot \omega^2 [(R_1 + \Delta Y_2) \cdot x_1 + (R_2 + \Delta Y_1 + \Delta Y_2) \cdot x_2].$$

При перемещении ротора ЭНА на величину радиального люфта подшипников существенно увеличивается радиальная сила, способствующая их износу, так как масса ротора электродвигателя велика ($m_3 \gg m_1 = m$)

$$F_{r\Sigma} = F_{r1} + F_{r2} + F_{r3} + F_{duc} \pm G_p, \quad (1)$$

где радиальные силы: $F_{r1} = m_1(R_1 + \Delta Y_2) \cdot \omega^2$ – от массы колеса первой ступени;

$F_{r2} = m_2(R_2 + \Delta Y_1 + \Delta Y_2) \cdot \omega^2$ – от массы колеса второй ступени;

$F_{r3} = m_3(R_3 + \Delta Y_2) \cdot \omega^2$ – от неуравновешенной массы ротора электродвигателя;

$$F_{duc} = \frac{G_p \cdot R_p}{g} \omega^2 - \text{от остаточного дис-}$$

баланса ротора;

G_p – от веса ротора.

Из формулы (1) видно, что на ротор действует переменная радиальная сила, ритмично изменяющаяся при каждом обороте вала в результате сложения или вычитания постоянных составляющих сил.

Если при этом нагрузка распределяется на все шарики, то ресурс подшипника будет максимальным.

Условие равномерной нагрузки на все шарики обеспечивается при соблюдении следующего соотношения осевой и радиальной силы

$$\frac{A_H}{F_r} \geq 1,67 \operatorname{tg} \beta,$$

где β – угол контакта шарика.

При проектировании рассматриваемого насоса это условие было обеспечено гидравлической осевой силой насоса за счет разницы диаметров буртов центробежных колес со щелевыми уплотнениями.

По мере дальнейшего износа подшипников постоянно действующая осевая сила перемещает ротор в осевом направлении. После касания боковых поверхностей дисков колес и стенок корпуса осевая сила на подшипниках уменьшается. При этом происходит перераспределение нагрузки на шариках. Часть шариков теряет контакт с внутренним кольцом, а шарики другой половины подшипника воспринимают всю радиальную силу ротора (рис.3).

Центр тяжести ротора описывает окружность, радиус которой равен радиальному зазору или больше его на величину изгиба вала и деформации опоры.

Колебания ротора, происходящие с частотой, равной частоте вращения ротора, называются синхронной прецессией. При этом дисбаланс ротора и уровень вибраций резко возрастают.

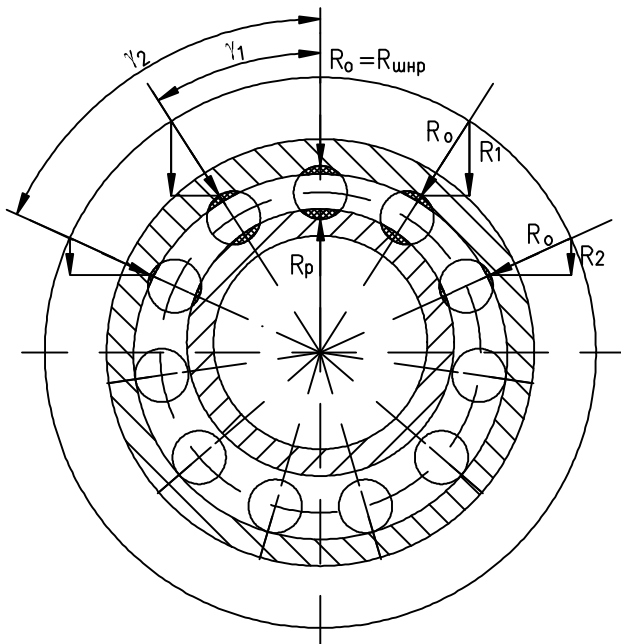


Рис. 3. Распределение нагрузки в подшипнике

Увеличение радиальной силы приводит к уменьшению углов контакта шариков с внутренним и наружным кольцами (рис. 4).

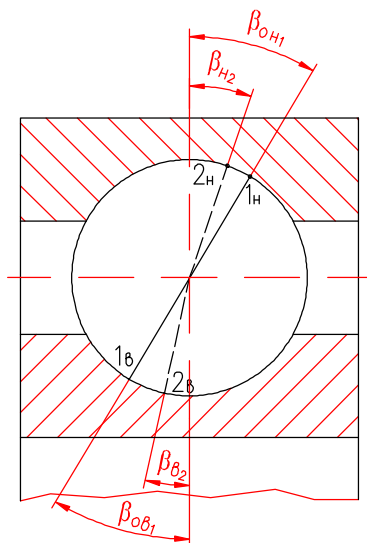


Рис.4. Изменение углов контакта от действия радиальной силы

Максимальные контактные напряжения в плоскости вектора радиальной нагрузки приводят к быстрому завершению износа подшипника. Характерный след износа в этом случае расположен на середине желоба внутренней обоймы на дуге окружности $\leq 180^\circ$.

Экспериментальное исследование. Основные параметры насосного агрегата следующие:

Частота вращения n , мин ⁻¹	4000 ± 30
Напор насоса ΔP , МПа	≥ 0,16
Расход Q , см ³ /с (дм ³ /час)	76,5(275)
КПД насоса η	≥ 0,25
Температура рабочей жидкости t , °C	5...30
Рабочая жидкость	«Лена-40», «Днепр-40»
Напряжение питания электродвигателя U , вольт	27
Наибольшая потребляемая мощность N , Вт	50

Ресурсные испытания ЭНА проводились на стенде, который позволял изменять режим и температуру рабочей жидкости. Напряжение питания электродвигателей и температура жидкости на входе в насос изменялись и поддерживались по специальной программе ресурсных испытаний в пределах 24...32 В и +5...30°C соответственно. Испытания проводились круглосуточно с регулярным фиксированием параметров в течение всего периода испытаний. Результаты ресурсных испытаний всех 5-ти ЭНА представлены ниже.

Два первых ЭНА, №1 и №2, за 18 месяцев наработали по 14250 часов и были разобраны и продефектированы.

Напор насосов не изменился, а КПД уменьшился на 1,4...1,9%. Дефектация показала, что материальная часть насосов видимых дефектов, следов касания, истирания не имеет. Диаметральные зазоры в щелевых уплотнениях по буртам крыльчаток за время испытаний не изменились. Несколько увеличилось радиальное биение переднего бурта крыльчатки I ступени – с 0,07мм до 0,11...0,12мм, что может свидетельствовать об износе шарикоподшипников.

Следующие два ЭНА, №3 и №4, проработали соответственно 33496 и 33450 часов и были разобраны и продефектированы. Перед остановом температура поверхности электродвигателя была замерена и составляла +56°C. Осевой люфт ротора ЭНА №3 и №4 увеличился с 0,25мм до 1,25мм соответственно. Произошло истирание торцов покрывного диска крыльчатки I ступени и торца ведущего диска крыльчатки II ступени на 0,2...0,4мм (см. рис.1). Величины диаметральных зазоров в щелевых уплотнениях с графитовыми кольцами не изменились, на поверхностях графитовых колец нет следов

износа. Произошло снижение напора до $1,21 \text{ кгс/см}^2$ вместо $1,45 \text{ кгс/см}^2$ в начале ресурсных испытаний (на 16%).

Насос №5 проработал 44766 ч и остановился: ротор электродвигателя стал тереться о гильзу, однако герметичность не была нарушена. Осевой люфт ротора увеличился до 1,5 мм. Произошло истирание торцев крыльчаток более чем на 0,7 мм со стороны входа в крыльчатку I ступени и ведущего диска крыльчатки II ступени.

Графитовые кольца щелевых уплотнений имеют следы износа, размытые скругленные кромки. Несколько увеличился диаметральный зазор.

Проведенные испытания подтвердили эффективность реализованных в разработанной конструкции насосного агрегата мероприятий, направленных на увеличение ресурса.

Таким образом, 2 электронасосных агрегата проработали более 14000 ч. Насосы не имели дефектов. Произошло небольшое истирание шарикоподшипников, которое привело к некоторому снижению КПД ЭНА (на 1,4 ... 1,9%).

Увеличение осевого люфта шарикоподшипников в процессе работы свыше величины осевых зазоров (~0,5 мм) между дисками центробежных колес и стенками корпусных деталей привело к касанию и постепенному истиранию поверхностей колес и стенок корпусных деталей, уменьшению осевого усилия в шарикоподшипниках. Два ЭНА проработали более 33000 ч и, несмотря на трение с износом поверхностей, продолжали успешно работать до их выключения, обеспечивая требуемые параметры. Щелевые уплотнения по буртам крыльчаток, выполняя роль подшипников скольжения, ограничивали ротор от радиальных перемещений. Заметного износа поверхностей щелевых уплотнений за время работы ≥ 33000 ч не произошло.

В процессе дальнейшей работы и износа шарикоподшипников происходило трение всей поверхности дисков крыльчаток и торца ротора электродвигателя. Произошло дальнейшее уменьшение осевого усилия в шарикоподшипниках и увеличение момента трения колес. Постепенно увеличивалось радиальное биение ротора электродвигателя. В

свою очередь это привело к дальнейшему увеличению радиальной силы на роторе электронасоса быстрому износу подшипников и останову.

Ресурсные испытания подтвердили эффективность принятых конструктивных усовершенствований насосного агрегата. Был достигнут ресурс работы ЭНА в условиях реальной эксплуатации в несколько раз больший, чем ресурс известных ЭНА аналогичного класса.

Разработанный ЭНА был использован в системе терморегулирования. Благодаря использованию в конструкции указанного изобретения фактический ресурс оказался существенно больше (более 22900 ч). Отдельные экземпляры проработали более чем 67000 ч.

Фактический ресурс работы ЭНА был определен из результатов обработки статистики, собранной за 15 лет эксплуатации в натурных условиях.

ВЫВОДЫ. Проведенные исследования убедительно показали, что ресурс электронасосного агрегата можно существенно (в несколько раз) увеличить за счет следующих мероприятий:

1. Обеспечения гарантированного осевого прижатия шариков к поверхностям желобов внутреннего и наружного колец шарикоподшипников в процессе работы, в том числе и при износе подшипников.
2. Выполнения щелевых уплотнений с антифрикционными кольцами, играющих роль резервных подшипников.
3. Размещение центробежного колеса 2-ой ступени на ступице колеса I ступени, позволяющего уменьшить консоль вала и увеличить его жесткость.

Результаты исследования можно распространить и на более мощные насосы, применяемые в химической промышленности, а также использовать в авиационных топливных насосах.

Библиографический список

1. Васильев, Э.А. Герметические электронасосы / Э.А. Васильев, В.В. Невелич. — Л.: Машиностроение, 1968.
2. Краев, М.В. Проектирование и испытание малорасходных систем / М.В. Краев,

В.И. Горностаев, Г.В. Ефремов. - Красноярс, 1981.

3. Кельзон, А.С. Расчет и конструирование роторных машин / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Январев. - Л.: Машиностроение, 1977.

4. Ковалев, Н.П. Расчет высокоточных шарикоподшипников / Н.П. Ковалев, М.З. Народецкий. - М.: Машиностроение, 1975.

5. Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения, справочник / Р.Д. Бейзельман [и др.]. - М.: Машиностроение, 1967.

References

1. Vasilyev, E.A. Hermetic electropumps / E.A. Vasilyev, V.V. Nevelich. - L.: Mechanical engineering, 1968.

2. Kraev, M.V. Designing and test of low-expense systems / M.V. Kraev, V.I. Gornostaev, G.V. Efremov. - Krasnojarsk, 1981.

3. Kelzon, A.S. Calculation and designing роторных of rotor cars / A.S. Kelson, Yu.N. Zhuravlev, N.V. Janvarev. - L.: Mechanical engineering, 1977.

4. Kovalev, N.P. Calculation of high-precision ball-bearings / N.P. Kovalev, M.Z. Narodetskij. - Moscow, Mechanical engineering, 1975.

5. Beizelman, R.D. Bearings, the directory / R.D. Beizelman [and others]. - Moscow, Mechanical engineering, 1967.

DEVELOPMENT AND INVESTIGATION OF ELECTROPUMP OF INCREASED SERVICE LIFE WITH BALL BEARINGS

© 2009 V. N. Shnyakin, Ya. N. Ivanov, L. F. Ivchenko, A. A. Steblovtssev

Yuzhnoye State Design Office named after M. Yangel, Dnepropetrovsk, Ukraine

The results of laboratory investigation and real operation are presented on a high-speed two-stage electropump (EP) of increased service life. In the EP developed design the bearing's balls are pressed against the cage surface of the thrust bearing, the radial movement of the rotor is decreased by use of slot seals with anti-friction rings, the length of electric motor's shaft overhang is reduced, the shaft rigidity is increased owing to position of the second stage's impeller on a hub of the first stage's impeller. The EP service life in real operational conditions exceeds 22900 hours.

Electropump, bearings, impeller, increased service life, rotor

Информация об авторах

Шнякин Владимир Николаевич, академик МАА, начальник конструкторского бюро двигательных установок, Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Иванов Яков Николаевич, старший научный сотрудник, Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Ивченко Леонид Федорович, начальник отдела, Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Стебловцев Анатолий Алексеевич, ведущий инженер-конструктор, Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Shnyakin Vladimir Nikolaevich, IAA Academician, Head of Propulsion Design Office, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Ivanov Yakov Nikolaevich, Senior Researcher, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Ivchenko Leonid Fedorovich, Head of Department, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Steblovtssev Anatoliy Alekseevich, Leading Designer, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ СЕПАРАТОРА С ЭЛЕМЕНТАМИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

© 2009 Б. М. Силаев, А. В. Безбородников, М. В. Баляба, М. А. Ермилов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Проведен анализ силового взаимодействия сепаратора с элементами высокоскоростного подшипника качения и подшипникового узла, показана система сил, воздействующих на сепаратор при работе, и источники их возникновения, приведены расчетные соотношения для определения указанных сил, необходимых для расчета напряженно-деформированного состояния и размеров сепаратора.

Высокоскоростной подшипник качения, сепаратор, подшипниковый узел, силы взаимодействия, деформация сепаратора

Как известно, во многих современных отраслях машиностроения (авиационной, космической, атомной и др.) подшипники качения работают в условиях высоких скоростей и нагрузок, при этом зачастую скорости вращения превышают допустимые по каталогу, нагрузки достигают верхних значений допустимых пределов, а использование в качестве смазочно-охлаждающих сред рабочих маловязких жидкостей – топливных, криогенных, водных и др. – обуславливает граничный режим трения. Совокупность таких воздействующих факторов приводит к возникновению неравномерности температурных полей и повышенных деформаций элементов конструкции, что создает условия функционирования подшипников качения, близкие к экстремальным.

Одним из основных элементов, ограничивающих долговечность подшипников качения в названных условиях работы, является сепаратор, повреждение которого и выход из строя лимитирует ресурс и надежность как самого подшипника, так и технического объекта в целом. Конструкция современных сепараторов, применяемых для быстроходных тяжело нагруженных подшипников качения, довольно разнообразна и существенно определяется нагрузочно-скоростными параметрами опоры, её температурным состоянием и характеристиками смазочно-охлаждающей среды, в которой работает подшипник.

На рис.1 приведены основные конструктивные схемы сепараторов, применяемые

для названных выше условий. Учитывая, что роликоподшипники значительно реже используются при высоких скоростях вращения, остановимся только на рассмотрении конструкции сепараторов и их силового взаимодействия при работе в составе высокоскоростных шарикоподшипников. На основании рассмотрения практики применения таких подшипников качения [1, 2] можно констатировать, что для топливных и водных сред применяют массивные (цельные) сепараторы, выполняемые из бронзы, текстолита или полиамида (рис.1, а, б).

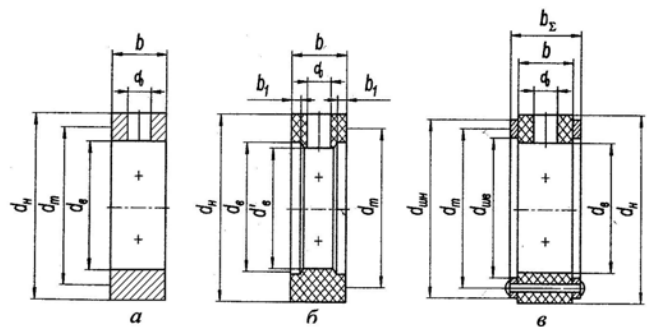


Рис.1. Конструктивные схемы сепараторов быстроходных подшипников:

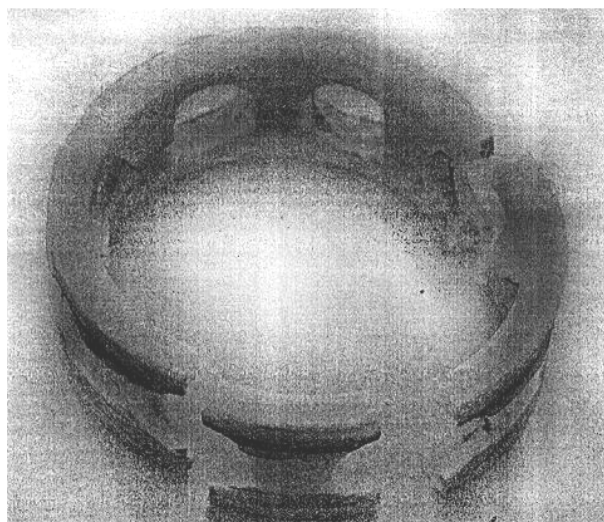
а – массивный (цельный) сепаратор; б – сепаратор с усилением по внутреннему диаметру; в – сепаратор с заклепками

Для эксплуатации в различных криогенных средах хорошо зарекомендовали себя шарикоподшипники с массивным сепаратором (рис. 1), выполняемым из таких материалов, как фторопласт-4 и фторопласт-40 и их композиции с наполнителями (двусернистый молибден, углеволокно и др.), которые

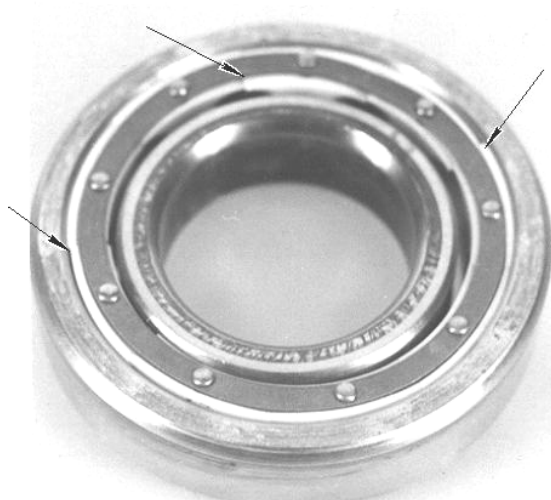
имеют более высокие износостойкость, антифрикционность, теплопроводность и приемлемые характеристики по прочности, хладотекучести и термическому изменению размеров по сравнению с чистым фторопластом.

Анализ повреждений и дефектов, проявляющихся в процессе стендовых испыта-

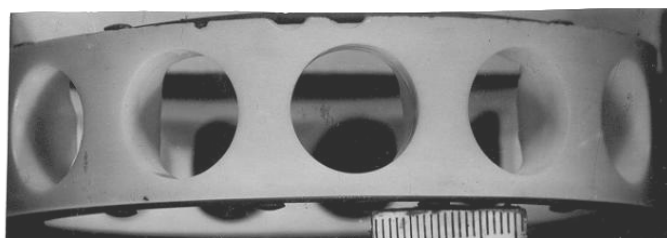
ний изделий, а также в эксплуатационных условиях показал, что основными из них являются разрыв продольных перемычек (рис. 2, а,б), повышенный износ гнезд и центрирующих поясков сепараторов (рис. 2,в) и отрыв закладных головок заклепок сепараторов клепаной конструкции (рис. 2,г).



а



б



в



г

*Рис.2. Основные повреждения сепараторов быстроходных подшипников качения:
а, б – разрыв продольных перемычек; в – повышенный износ гнезд; г – отрыв закладных головок заклепок*

В настоящее время авторам не удалось найти в технической литературе единого подхода и методики расчета сепараторов подшипников качения применительно к двигателям летательных аппаратов. Так, по представлениям С.Н. Куцаева, одним из основных факторов, определяющим работоспособность сепараторов шарикоподшипников роторов газотурбинных авиадвигателей, является перекос колец, в исследовании [3]

анализируется влияние разноразмерности тел качения в комплекте и отклонение беговых дорожек колец и шариков от правильной геометрической формы.

В данной работе предпринята попытка рассмотреть всю систему действующих сил на сепаратор быстроходных подшипников двигателей летательных аппаратов и наметить единый подход к их расчету. С этих позиций типичным представителем являются

подшипники качения турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя. Функционирование таких подшипников происходит в среде рабочих компонентов, т.е. в среде топливных и криогенных жидкостей, которые под определенным перепадом давления прокачиваются через полость опоры качения (рис.3).

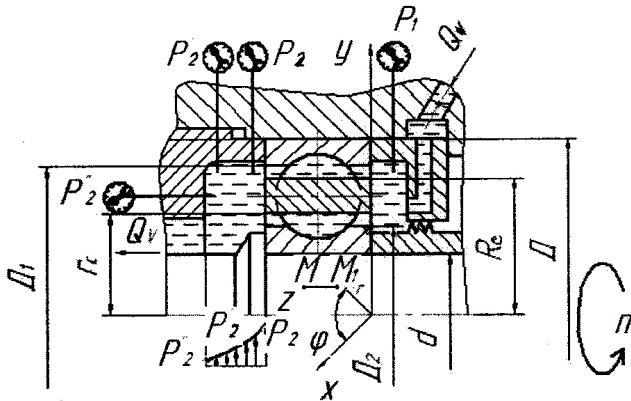


Рис. 3. Конструктивная схема подшипникового узла с прокачкой под давлением смазочно-охлаждающей жидкости

Подводя итог анализу условий работы подшипников качения в составе подшипникового узла изделия, можно показать, что в целом на сепаратор высокоскоростного подшипника качения действует следующая система сил и причины их возникновения:

- центробежные силы инерции, возникающие при вращении сепаратора, F_c ;
- силы от перепада давления на сепараторе при прокачке смазочно-охлаждающей жидкости через зазоры между сепаратором и кольцами подшипника, F_p ;
- силы гидродинамического сопротивления, возникающие при вращении сепаратора с комплектом тел качения в жидкостной среде, F_h ;
- силы трения, имеющие место при соприкосновении сепаратора с направляющим кольцом, F_f ;
- силы надавливания шариков на перемычки сепаратора, обусловленные перекосом колец подшипника при работе в составе подшипникового узла, F_γ ;
- силы взаимодействия между телами качения и сепаратором, обусловленные отклонением беговых дорожек колец и шариков от правильной геометрической формы и разноразмерностью шариков в комплекте подшипника, ΣF_i ;

Кроме указанного комплекса сил, при работе подшипника в условиях низких или повышенных температур на сепаратор клепаной конструкции (рис. 1, в) действует термическая сила от перепада температур, связанная с различием коэффициентов линейного расширения полимерного кольца и металлического каркаса сепаратора.

Условие равновесия сил, приложенных к сепаратору, запишется в виде

$$F_C = F_{II} + F_P + F_h + F_f. \quad (1)$$

Центробежную силу инерции сепаратора найдем как силу вращающегося кольца без учета массы гнезд под тела качения:

$$F_U = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\gamma}{g} 2\pi b r dr \omega_c^2 r - \int_{r_1}^{r_2} \frac{\gamma}{g} z \pi r_0^2 dr \omega_c^2 r = \frac{\gamma}{g} \pi \omega_c^2 (r_2^2 - r_1^2) (2r_1 b - z r_0^2). \quad (2)$$

Здесь γ и g – удельный вес материала сепаратора и ускорение свободного падения

соответственно; $\omega_c = \frac{\pi n_c}{30}$ - угловая скорость

сепаратора; $n_c = \frac{n(d_m - D_w \cos \alpha)}{2d_m}$ - частота

вращения сепаратора; n - частота вращения внутреннего кольца (вала); D_w и d_m - диаметр тела качения и средний диаметр сепаратора, соответственно; α и z - угол контакта и число гнезд под тела качения; r_0 , r_1 и r_2 - радиусы гнезд и сепаратора (рис. 1).

Сила от перепада давления Δp на сепараторе определится в виде

$$F_P = \pi(r_2^2 - r_1^2)\Delta p. \quad (3)$$

Силу гидродинамического сопротивления при вращении сепаратора в жидкостной среде согласно [2] найдем из соотношения

$$F_h = \frac{2C_\mu \rho \omega_c^2}{D_w + D_c} \left[R_s^5 - r_s^5 + \frac{5}{2} b (R_s^4 + r_s^4) \right], \quad (4)$$

где $C_\mu = a_\mu Re^{b_\mu} (EuTa^2)^{-b_\mu}$ — коэффициент сопротивления; a_μ и b_μ — коэффициенты, определяемые экспериментально; Re , Eu , Ta — критерии Рейнольдса, Эйлера и Тейлора, величина их существенно зависит от критического значения числа $Ta_{кр} = f(Re)$, характеризующего устойчивость потока в зазорах между сепаратором и кольцами подшип-

ника; ρ – плотность жидкости; $D_в$ – диаметр внутреннего кольца по дну желоба; $R_с=1,07r_2$ и $r_с=0,87r_1$ – условные радиусы сепаратора, отражающие влияние выступающих частей шариков над поверхностями сепаратора при вращении его в жидкостной среде.

Имея в виду, что подшипник качения работает в условиях прокачки под перепадом давления смазочно-охлаждающей жидкости через зазоры сепаратора, значение силы трения скольжения F_f можно оценить по известным соотношениям для подшипника скольжения, т.е.

$$F_f = \pi b d_k \frac{\mu \omega_c}{\psi}. \quad (5)$$

Здесь d_k – диаметр центрирующих бортиков кольца подшипника; ψ – относительный зазор, при выборе весьма важно помнить и учитывать о температурных изменениях этого параметра, вызываемых разными коэффициентами линейного расширения материалов сепаратора и колец подшипника.

Кроме рассмотренной системы сил, составляющей условие равновесия сепаратора при работе, на него производится также воздействие и переменных усилий. Среди усилий переменного характера, действующих на перемишки сепаратора, следует отметить силы надавливания F_γ на них со стороны тел качения при работе подшипника в условиях перекося колец.

Воздействие внешних нагрузок при угле перекося γ колец подшипника существенно изменяет углы контакта α шариков при вращении, которые проходят последовательно значения от α_{min} до α_{max} . Шарик с наибольшим углом контакта α_{max} будет проходить наибольший путь и будет набегать на стенку отверстия сепаратора. В этот момент времени шарик с наименьшим углом контакта α_{mi} будет отставать, при этом в него будет упираться стенка отверстия сепаратора. Силы взаимодействия тел качения с перемишками сепаратора в соответствии с представлениями С.Н. Куцаева определяются из выражения

$$F_\gamma = \frac{\delta_c E_c J_c}{K r_m^3}, \quad (6)$$

где $\delta_c = \Phi[\Delta S_{max}(\gamma, \alpha, n_c, D_w)]$ – деформация сепаратора; $\Delta S_{max}(\gamma, \alpha, n_c, D_w)$ – величина набегания сепаратора в течение промежутка времени, соответствующего половине оборота сепаратора; E_c – модуль упругости материала сепаратора; J_c – момент инерции; K – коэффициент; r_m – средний радиус сепаратора.

В дополнение к указанным переменным силам при вращении подшипника появляются силы периодического воздействия F_i на перемишки сепаратора в результате изменения текущих (мгновенных) радиусов и скоростей шариков. Эти изменения вызывают относительное сближение или удаление их во время движения; при этом одни шарики опережают, другие отстают, создавая переменные усилия F_i на сепаратор. Эти усилия являются функцией параметров, характеризующих отклонения шариков и дорожек качения внутренних и наружных колец от правильной геометрической формы, основными из которых являются разноразмерность шариков, овальность и гранность поверхностей качения и некоторые другие. Указанные усилия определяются функциональной зависимостью упругой силы в зоне контакта шариков с гнёздами сепараторов от их взаимного относительного перемещения [3]:

$$F_i = C \delta_{ci}^{3/2}, \quad (7)$$

где C – коэффициент, характеризующий упругие свойства сепаратора; δ_{ci} – деформация в зоне контакта i -го шарика с сепаратором. Рассматриваемое усилие представляет интерес, в основном, при расчетном анализе и оценке виброакустических характеристик подшипников качения [4].

Несколько иной расчетный силовой анализ по сравнению с рассмотренным представляет собой алгоритм расчета усилий, действующих на сепаратор клепаной конструкции (см. рис 1, в). В данном случае наряду с вышеуказанным комплексом усилий (1...7) в условиях низких или повышенных температур узла трения на сепаратор подшипника качения дополнительно воздействует сила, возникающая от перепада температур, связанная с различием коэффициента линейного расширения полимерного и ме-

таллического материалов элементов конструкции сепаратора. Расчётный анализ проводится в среднем радиальном сечении сепаратора, где возникают усилия взаимодействия полимерного кольца и металлических шайб с заклепками, т.е. с силовым каркасом типа «беличьего колеса». Из рассмотрения условия совместности деформаций полимерного кольца и металлического каркаса сепаратора определяется усилие взаимодействия между ними.

Рассмотренный комплексный анализ силового взаимодействия сепаратора с элементами конструкции подшипника и подшипникового узла позволяет определять напряжённо-деформированное состояние сепаратора, рассчитать прочность и обоснованно назначать его конструктивно-технологические параметры, в зависимости от нагрузочно-скоростных, температурных и других режимных условий работы подшипника и его узла в целом.

Библиографический список

1. Зайцев, Л.Н. Авиационные подшипники качения / Л.Н. Зайцев, Р.В. Коросташевский. – М.: Оборонгиз, 1963. – 340 с.
2. Силаев, Б.М. Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах / Б.М.

Силаев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 264 с.

3. Иванов, Ю.Р. О влиянии макрогеометрии беговых дорожек колец и разноразмерности шариков на силы, действующие на сепаратор шарикоподшипника / Ю.Р. Иванов, Л.С. Трофимовская, К.Н. Явленский // Труды, Вып.70, ЛИАП, - 1971. - С.286-292.

4. Явленский, А.К. Теория динамики и диагностики систем трения качения / А.К. Явленский, К.Н. Явленский. - Ленинград: Изд. ЛГУ, 1978. –184 с.

References

1. Zaycev, L.N., Korostashevskij, R.V. Aircraft bearings. - M.:Oborongiz, 1963. - 340 p.
2. Silaev B.M. The tribology of machine parts in low-viscous lubricating enviroment. - Samara: SSAU, 2008. - 264 p.
3. Ivanov, Y.R., Trofimovskaya, L.S., Yavlenskij, K.N. About the influence of macrogeometry of racetracks of rings and different size of balls on the force, operating on separator of a ball bushing. Works, part 70, LIAP, 1971. - P. 286-292.
4. Yavlenskij, A.K., Yavlenskij, K.N. The theory of dynamics and diagnostic of friction's bearing system. Leningrad: LSU. 1978. - 184 p.

FORCE INTERACTION BETWEEN CAGE AND ELEMENTS OF HIGH SPEED BALL BEARING AND BEARING ASSEMBLY

© 2009 B. M. Silaev, A. V. Bezborodnikov, M. V. Balyaba, M. A. Ermilov

Samara State Aerospace University

The analysis of cage force interaction with high-speed ball bearing units and bearing assembly was made. The working cage force system and initiation sources of the forces involved were presented, preselected ratios for determination of chosen forces required for stressed-deformed state and cage sizes evaluation were shown.

High speed bearing, cage, bearing assembly, interacting force, cage distortion

Информация об авторах

Силаев Борис Михайлович, доктор технических наук, профессор кафедры основ конструирования машин Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.

(846) 263-67-22, 267-46-09. Область научных интересов: трение и изнашивание деталей машин.

Безбородников Алексей Васильевич, инженер кафедры основ конструирования машин Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-09. Область научных интересов: авиационные подшипники качения.

Баляба Максим Владимирович, студент Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-09. Область научных интересов: авиационные подшипники качения.

Ермилов Михаил Анатольевич, студент Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-09. Область научных интересов: авиационные подшипники качения.

Silaev Boris Mihailovich, Doctor of Engineering Science, Professor of the principal machine construction Faculty of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 263-67-22, 267-46-09. Area of research: friction and strain ageing of the machine elements.

Bezborodnikov Aleksey Vasilyevich, engineer of the principal machine construction Faculty of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-09. Area of research: aircraft bearings.

Balyaba Maxim Vladimirovich, student of the Aircraft Engines and Power Plants Faculty of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-09. Area of research: aircraft bearings.

Ermilov Mihail Anatolyevich, student of the Aircraft Engines and Power Plants Faculty of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-09. Area of research: aircraft bearings.

ИССЛЕДОВАНИЕ И НОРМИРОВАНИЕ ДОПУСТИМЫХ ЗАБОИН НА РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ КОМПРЕССОРА НА ПРИМЕРЕ ДВИГАТЕЛЯ НК-12

© 2009 А. В. Грицин¹, Е. П. Кочеров², А. П. Ремпель¹, В. А. Самойлов¹

¹Самарский государственный аэрокосмический университет

²Самарское конструкторское бюро машиностроения

Приведены результаты анализа геометрии, экспериментальных и расчётных данных для рабочих лопаток компрессора двигателя НК-12, сравнительных усталостных испытаний. Предложена уточнённая относительно требований ОСТов методология проведения расчётно-экспериментальных работ по прогнозированию и проверке надёжности лопаток с повреждениями.

Надёжность, забоины, рабочие лопатки, прочность, предел выносливости, метод конечных элементов

Статистика эксплуатации двигателей НК-12МП и других модификаций двигателя НК-12 показывает, что появление забоин на рабочих лопатках компрессора, связанных как с попаданием посторонних предметов на вход двигателя, так и с попаданием в тракт фрагментов не критических разрушений трактовых конструкций, конструкций системы перепуска воздуха, явление достаточно частое [1, 2].

Действующий отраслевой стандарт ОСТ 1 00304 – 79 «Лопатки газотурбинных двигателей. Нормирование повреждения лопаток компрессоров от попадания посторонних предметов» [3] регламентирует допустимые без подтверждения лабораторными и стендовыми испытаниями забоины и порядок назначения осмотров на наличие повреждений, нормирования повреждений и назначения испытаний по проверке надёжности лопаток с повреждениями в случае превышения допустимых размеров.

Работа выполняется в два этапа, первый из которых заключается в разработке методологии решения проблемы и получении необходимого объёма информации, позволяющего в соответствии с ОСТ 1 00304 – 79 [3] регламентировать допустимые забоины. Второй этап работы заключается в проведении специальных испытаний двигателя в подтверждение установленных норм допустимых забоин и оформление соответствующих решений и бюллетеней, вводящих нормы допустимых забоин в эксплуатационную техническую документацию [4].

В данной работе приводятся результаты анализа геометрии, имеющихся экспериментальных и расчётных данных для рабочих лопаток компрессора двигателя НК-12МП, а также анализ проведенных сравни-

тельных лабораторных усталостных испытаний рабочих лопаток четырёх ступеней, выбранных типовыми. Показана возможность получения достоверных оценок усталостной прочности лопаток с использованием современных средств твердотельного моделирования и анализа в сочетании с результатами испытаний лопаток с забоинами. Показана также возможность регламентирования на базе такого анализа зон допустимости забоин различной геометрии на профильной части лопаток. Предложена также несколько уточнённая относительно требований ОСТ 1 00304 – 79 [3] методология проведения расчётно-экспериментальных работ по прогнозированию и проверке надёжности лопаток с повреждениями, ориентированная на регламентирование различных забоин в различных зонах профильной части лопатки.

В соответствии с разделом 2 ОСТ 1 00304 – 79 допускаются к эксплуатации лопатки из нержавеющей стали с толщиной кромок не менее 0,8мм и радиусом закругления не менее 0,4мм, имеющие точечные забоины по всей профильной части глубиной не более 0,3мм без проверки надёжности лабораторными и стендовыми испытаниями (п. 2.2) [3].

При толщине кромок не более 0,8мм лопатки из нержавеющей стали допускаются к эксплуатации без проверки надёжности лабораторными и стендовыми испытаниями при отношении глубины забоины к толщине кромок не более 0,25 (п. 2.3) [3].

Ни одна лопатка компрессора НК-12 не отвечает полностью условиям ОСТ 1 00304-79 по допустимым без лабораторных и стендовых испытаний забоинам. Причиной этого является выделенная формулировка «не более» в п. 2.3. Вообще говоря, совокупность

формулировок п.п. 2.2 и 2.3 практически исключает допуск лопаток двигателя НК-12МП с забоинами к эксплуатации без специальных испытаний [3].

В табл. 1 приведены среднестатистические результаты экспериментального определения наиболее характерных собственных форм и частот колебаний рабочих лопаток компрессора двигателя НК-12МП полученных при лабораторных и технологических испытаниях в соответствии с утверждённой методикой [5].

Таблица 1 - Собственные частоты колебаний рабочих лопаток (Гц)

№ ступ.	1 изгиб	1 круг.	2 изгиб	2 круг.
1	132	861	554	2140
2	216	1084	705	2137
3	234	1174	843	2565
4	246	1136	862	1916
5	400	1530	1150	2500
6	420	2000	1580	4250
7	808	2017	2704	4346
8	1202	3080	4000	6000
9	1333	2930	4885	6122
10	1526	3100	5300	6700
11	1261	2850	6000	8000
12	1270	2900	5800	8450
13	1605	3300	7150	9200
14	1386	3220	6600	8900

Для расчётного анализа собственных частот, форм и распределения напряжений в среде UG в соответствии с чертежами сформированы 3D твёрдотельные модели рабочих лопаток 1, 5, 9 ступеней, которые выбраны как базовые для усталостных испытаний с забоинами.

3D UG модель в нейтральном формате parasolid импортировалась в среду ANSYS, где средствами ANSYS модифицировалась разбиением на отдельные объёмы под оптимальное формирование конечно-элементной сети и формирование забоин на входной и выходной кромках. Конечно-элементная модель формировалась средствами ANSYS с учётом необходимой точности как модального, так и структурного анализа с обеспечением необходимого сгущения сети КЭ в зоне моделирования забоин.

Результаты модального анализа приведены в табл. 2 собственных частот колебаний (в сравнении с экспериментально определёнными) [6].

Таблица 2 - Собственные частоты рабочих лопаток 1, 5, 9 ступеней компрессора (Гц)

№ ступ.	Форма колеб.	1-1	1-2	2-1	2-2
1	Расчёт	131	838	563	2153
	Эксп.	132	861	564	2140
5	Расчёт	381	1533	1157	2670
	Эксп.	400	1530	1150	2500
9	Расчёт	1341	4671	2942	5965
	Эксп.	1333	4885	2930	6122

Как видно из сравнения результатов анализа и испытаний, модальный анализ на 3D конечно-элементных моделях даёт результаты, совпадающие с экспериментальными: по частоте в пределах разброса частот в экспериментах, по распределению напряжений в пределах возможных отклонений при измерениях, связанных с конечным размером базы датчика, ширины решётки и положением датчиков.

Забоины на первой, пятой, девятой и тринадцатой рабочих лопатках наносились методом прорезания на токарном станке в собранном рабочем колесе с предварительным выставлением лопаток по прорезаемой кромке. Угол и радиус забоины обеспечивались заточкой резца, глубина – продольной подачей резца на заданный размер (в направлении оси рабочего колеса). Забоины на рабочей лопатке 5 ст. наносились методом прорезания на отдельных лопатках, закрепленных в цанговом зажиме. Угол и радиус забоины обеспечивались заточкой резца, глубина – продольной подачей в направлении оси рабочего колеса [7].

Всего было испытано более 100 лопаток. Кратко результаты испытаний и их анализ изложены ниже. В табл. 3 показаны полученные значения пределов выносливости лопаток с забоинами и без забоин по контрольному датчику, положение которого определено в соответствии с «Нормами прочности» по результатам исследования распределения напряжений в профильной части лопатки.

Полученные результаты показали принципиально различное влияние забоин на выносливость лопаток испытанных на основном тоне и высших (крутильных) формах колебаний, а также на входной и выходной кромках.

Таблица 3 - Результаты усталостных испытаний

№ ступени	1	5	9	13	Размерн.
Предел выносливости без забоины	48	40	44	36 (32)	кгс/мм ²
Предел выносливости с забоиной	14	30	12	32	кгс/мм ²
Собственная форма	2 крут.	1 изг.	1крут.	1 изг.	-
Частота испытаний	2200-2257	380 - 394	2970-3126	1517-1680	Гц
База испытаний	$2 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7$	циклов

Такие результаты трудно объяснимы, исходя из представлений стержневой теории, использовавшейся в исходном анализе, поэтому потребовалось подробное исследование особенностей распределения напряжений на 3D моделях лопаток с забоинами.

Для исследования НДС в зоне забоин на 3D моделях рабочих лопаток первой, пятой и девятой ступени компрессора по входной и выходной кромкам были сформированы забоины, соответствующие по геометрии эталонным, выбранным для усталостных испытаний и расположенные по всей входной и выходной кромке с определённым шагом. Одна из забоин на каждой из лопаток по месту расположения соответствовала нанесённой для усталостных испытаний.

Анализ проведен средствами модуля модального анализа ANSYS.

Результаты анализа НДС в забоинах (распределение напряжений в критической забоине и максимальные напряжения в остальных) показаны на рис. 1 - 9.

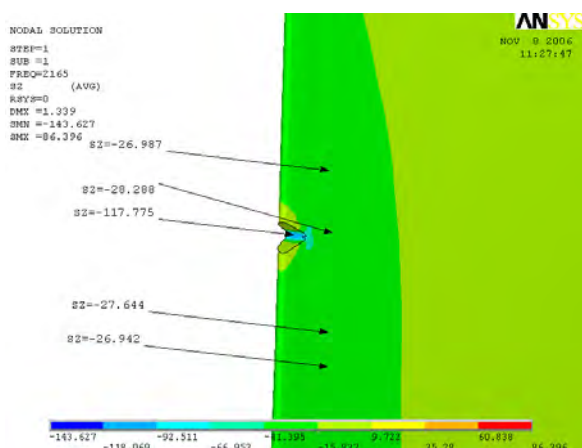


Рис. 1. Распределение радиальных напряжений в зоне критической забоины рабочей лопатки первой ступени компрессора

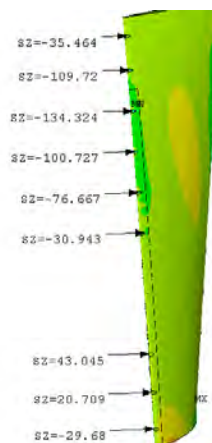


Рис. 2. Максимальные напряжения в забоинах на входной кромке первой ступени компрессора

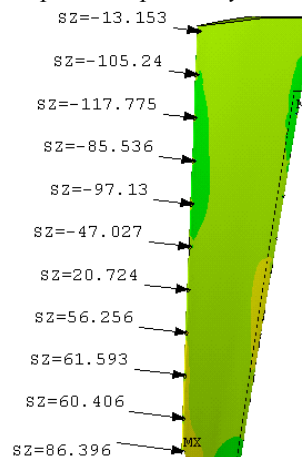


Рис. 3. Максимальные напряжения в забоинах на выходной кромке первой ступени компрессора

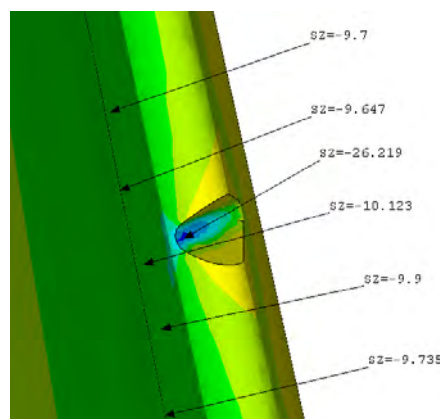


Рис. 4. Распределение радиальных напряжений в зоне критической забоины рабочей лопатки пятой ступени компрессора

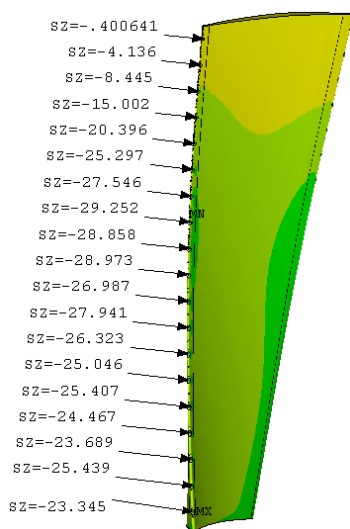


Рис. 5. Максимальные напряжения в забоинах на входной кромке пятой ступени компрессора

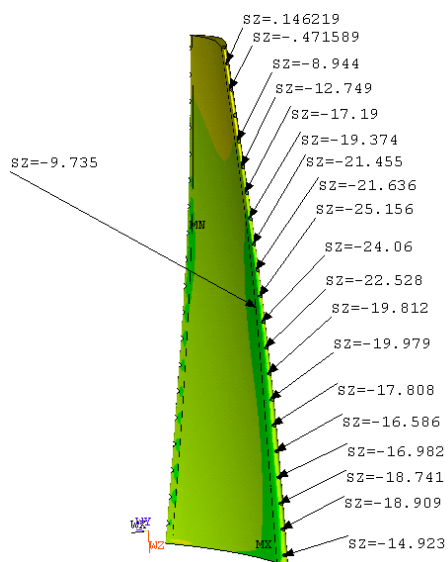


Рис. 6. Максимальные напряжения в забоинах на выходной кромке пятой ступени компрессора

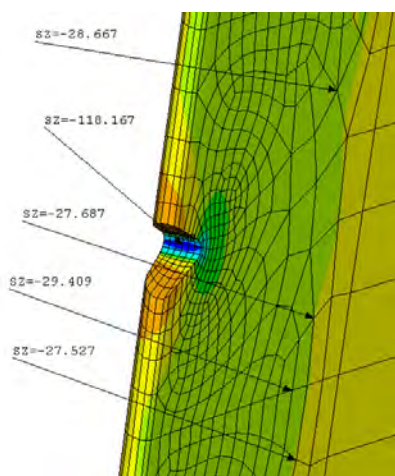


Рис.7. Распределение радиальных напряжений в зоне критической забоины рабочей лопатки девятой ступени компрессора

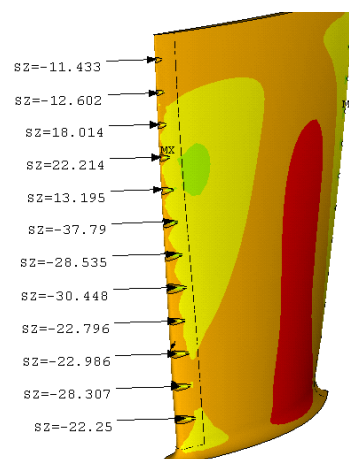


Рис. 8. Максимальные напряжения в забоинах на входной кромке девятой ступени компрессора

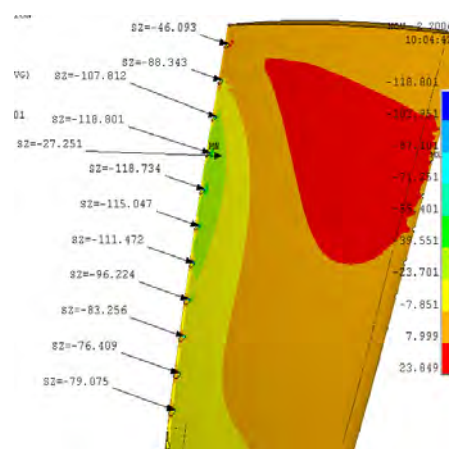


Рис. 9. Максимальные напряжения в забоинах на выходной кромке девятой ступени компрессора

Как видно из показанных на рисунках картин распределения напряжений:

- забоины, нанесённые для испытаний, действительно являются критическими (максимально напряжёнными) на всех трёх ступенях;

- распределение напряжений в забоинах на выходных кромках первой и девятой ступеней на крутильных формах соответствующих формам проведения усталостных испытаний соответствует преимущественному растяжению кромки;

- распределение напряжений в забоинах на пятой ступени на основном тоне колебаний, соответствующем форме проведения усталостных испытаний, соответствует преимущественному изгибу кромки;

- распределения уровней максимальных напряжений в забоинах качественно соответствуют распределениям напряжений по соответствующей кромке;

– концентрация напряжений в забоинах на выходной и входной кромках рабочих лопаток первой ступени и выходной кромке лопатки девятой ступени на крутильных формах значительно выше, чем на входной кромке лопатки девятой ступени на крутильной форме колебаний и входной и выходной кромках пятой ступени на основном тоне колебаний.

Результаты анализа совместно с результатами усталостных испытаний показали, что:

– полученные экспериментальные данные по выносливости лопаток с забоинами качественно соответствуют результатам расчёта на моделях и подтверждают существенно большее влияние забоин на выносливость лопаток при крутильных формах колебаний, чем при изгибных (за счёт более высокой концентрации напряжений);

– распространение результатов испытаний лопаток с забоинами на определённых формах колебаний на другие формы колебаний конкретной лопатки, а также на лопатки других ступеней в соответствии с ОСТ 1 00304 – 79 может быть некорректным без проведения 3D анализа для выявления особенностей НДС при колебаниях или потребует проведения весьма большого дополнительного объёма усталостных испытаний (для каждой отмеченной по результатам тензометрирования формы колебаний и практически для лопаток каждой ступени);

– при сходных формах колебаний распределения максимальных условных коэффициентов концентрации в забоинах на геометрически похожих лопатках достаточно близки и есть основание для распространения результатов для сходных форм колебаний на другие лопатки по ОСТ 1 00304 – 79, хотя подтверждение 3D анализом на наш взгляд в любом случае необходимо.

– использование принципа эталонной забоины в критической зоне (как это предполагалось до получения первых результатов) гарантирует безопасность, но необоснованно ограничивает размер допустимых забоин в других частях профиля лопатки

– при установлении достоверного (проведённые работы показывают такую возможность) эмпирического соотношения предела выносливости лопатки с забоиной и ус-

ловного уровня концентрации напряжений в забоине, принципиально возможно на базе результатов 3D анализа, ограниченного объёма усталостных испытаний и специальных резонансных испытаний на двигателе установить нормы допустимых забоин для различных зон каждой лопатки.

Для формирования зависимости предела выносливости лопатки с забоиной от уровня концентрации напряжений в качестве последнего может быть выбрано отношение амплитуды максимального условно-упругого напряжения в направлении вдоль кромки с забоиной (для низконапорных ступеней это практически радиальное напряжение) к амплитуде напряжения в зоне постановки контрольного датчика, по которому формально устанавливается предел выносливости. В качестве предполагаемого варианта зависимости выбрана степенная функция, используемая обычно в подобных случаях.

По имеющимся результатам усталостных испытаний и 3D анализа лопаток получена зависимость

$$\sigma_{заб} = \sigma_{зл} \left[1 - 0,16 \left(\frac{\sigma_{заб}^y}{\sigma_{контр}^y} - 1 \right)^{1,24} \right], \quad (1)$$

где $\sigma_{заб}$, – предел выносливости лопатки с забоиной по контрольному датчику;

$\sigma_{зл}$ – предел выносливости гладкой лопатки по контрольному датчику;

$\sigma_{заб}^y$ – максимальные упругие напряжения в направлении кромки в забоине;

$\sigma_{контр}^y$ – максимальные напряжения в направлении кромки по месту препарирования датчика (максимальных напряжений).

Эта зависимость может использоваться при $\sigma_{заб}^y > \sigma_{контр}^y$, и уровнях концентрации напряжений, не сильно превышающих проверенные.

При $\sigma_{заб}^y \leq \sigma_{контр}^y$ естественно $\sigma_{заб} = \sigma_{зл}$. Эта зависимость в виде

$$\sigma_{заб} = \sigma_{зл} \left[1 - a \left(\frac{\sigma_{заб}^y}{\sigma_{контр}^y} - 1 \right)^B \right], \quad (2)$$

по всей видимости, достаточно универсальна, а значения коэффициента при степенном члене a и показателя степени B зависят от особенностей материала, технологии получения заготовки, технологии изготовления и упрочнения и определяются при усталост-

ных испытаниях. Не исключено также и использование стандартной полиномиальной аппроксимации.

Учитывая, что в выражении a и B однозначно определяются двумя испытаниями (учитывая эмпирический характер зависимости надо использовать испытания значительно отличающиеся по результату). Остальные результаты тестовые.

Достаточно хорошая аппроксимация получена также с использованием полинома второй степени:

$$\sigma_{заб} = -0,7194 \left(\frac{\sigma_{заб}^y}{\sigma_{контр}^y} \right)^2 - 5,2039 \frac{\sigma_{заб}^y}{\sigma_{контр}^y} + 48,287,$$

где постоянный член практически равен среднестатистическому пределу выносливости гладких лопаток первых ступеней.

В табл. 4 показаны результаты расчёта предела выносливости испытанных лопаток с забоинами по эмпирической степенной зависимости и результаты эксперимента.

Таблица 4 - Результаты тестирования

№ ступени	$\sigma_{гл}$	$\sigma_{заб}^y$	$\sigma_{контр}^y$	$\sigma_{заб}^{расч}$	$\sigma_{заб}^{эксп}$	Δ
1 вых. кр. глуб. забоины 0,8мм	48	117,8	27,3	14,1	14	0,7
1 вх. кр. глуб. забоины 0,6мм	48	105,2	27,4	19,8	18(<20)	0-10
5 глуб. забоины 0,6мм	42	26,22	9,9	29,5	30	1,7
9-вых. кр. 46мм глуб. забоины 0,8мм	44	118,2	27	12,2	12	1,7
9-вых. кр. 26мм глуб. забоины 0,6мм	44	84	30	29,4	26 (<30)	0-10
13 глуб. забоины 1 мм	32	22	24	32	32	-
Размерность	кгс/мм ²					%

Результаты тестирования вполне удовлетворительные. Правда, при этом надо учесть, что зависимость получена по результатам расчёта и испытаний рабочих лопаток 1 и 5 ступеней, поэтому для них совпадение гарантировано. Тестовая рабочая лопатка 9 ступени по эталонной забоине дала результаты близкие к результатам по 1 ступени – на верхнем пределе устанавливаемой зависимости, а рабочая лопатка тринадцатой ступени из-за малой концентрации в забоине осталась критической по спинке и соответствует нижнему пределу устанавливаемой зависимости. Возникла необходимость провести дополнительное тестирование. Усталостные испытания были проведены с учётом расчётного анализа на 1 и 9 ступенях [8]. Место нанесения и глубина забоины на 1 ступени было выбрано в соответствии с расчётными кривыми распределения пределов выносливости по забоинам, полученным по эмпирической зависимости. Забоина глубиной 0,6мм была нанесена на входной кромке на расстоянии 165мм от подошвы замка (в месте максимальной концентрации).

Для 9 ступени забоина глубиной 0,6 мм была нанесена на входной кромке лопатки на расстоянии 26 мм от подошвы замка.

Результаты тестирования показали вполне удовлетворительный прогноз предела выносливости по полученному эмпирическому соотношению. Результаты прогноза находятся в пределах последней ступени снижения нагрузки при испытании методом ступенчатого увеличения нагрузки (Локатти).

Результаты анализа эксплуатации двигателей НК-12МП, а также других модификаций двигателя НК-12 на предмет усталостных разрушений рабочих лопаток компрессора показывает, что в лётной эксплуатации такие случаи редки. Как для лётных двигателей семейства НК-12, так и для двигателей наземного использования большинство случаев усталостных разрушений было связано с наличием дефектов лопаток, не выявленных при их изготовлении и установке, а с попаданием на вход посторонних предметов, разрушением статорных трактовых конструкций, коррозионно-эрозионным повреждением рабочих лопаток. Случаев выхода фрагментов разрушения за пределы корпусов при разрушении только

лопаточной части в эксплуатации и при стендовых испытаниях не было.

В процессе эксплуатации происходит эрозийная и коррозионная повреждаемость пера лопаток, особенно первых ступеней, что приводит к существенному снижению пределов выносливости лопаток. В зависимости от условий эксплуатации двигателей выносливость рабочих лопаток 1...4 ступеней после выработки гарантийного ресурса снижается в 1.85...3 раза. Вместе с тем, большинство случаев разрушения рабочих лопаток компрессора двигателей НК-12 происходит в начальный период эксплуатации – при наработках ~ 100...800 часов, т.е. обусловлены другими причинами. Это говорит о значительных фактических резервах прочности лопаток компрессора по многоциклового усталости.

Основным критерием при определении допустимости забоин на рабочих лопатках компрессора является обеспечение прочности лопаток с такими забоинами. Этому аспекту посвящены практически все работы и исследования, выполненные для определения норм допустимых забоин.

Однако при нормировании забоин, а также других повреждений лопаток необходимо учитывать ряд дополнительных факторов и соображений:

1. Актуальность разрешения повреждений по величине и месту расположения – из статистики повреждений лопаток двигателей НК-12 в эксплуатации подавляющее большинство повреждений незначительны по величине и располагаются в верхней части пера лопаток;

2. При определении допустимости забоин и других повреждений на рабочих лопатках компрессора дополнительно необходимо рассматривать их как фактор, показывающий возможность недопустимых повреждений других элементов конструкции, осмотр которых невозможен, а также как возможное следствие критичных разрушений других элементов конструкции;

3. Обеспечение возможности выявления забоин имеющимися диагностическими средствами, исходя из их разрешающей способности.

4. Помимо забоин в практике эксплуатации имеют место другие повреждения пе-

ра лопаток компрессора – погнутости (выпучивания) кромок пера и отгибы уголков лопаток. Допустимые размеры этих повреждений назначаются, исходя из опыта эксплуатации, с учётом п.п. 1 и 2. Погнутости (выпучивания) допускаются только в тех зонах кромок пера, где допускаются забоины глубиной более 0,2 мм.

С учётом вышесказанного для внесения в эксплуатационную документацию предлагаются следующие нормы допустимых повреждений пера рабочих лопаток компрессора:

1. *По всей поверхности пера не допускаются трещины, а также растрескивания в местах расположения забоин, погнутостей или загибов пера лопаток;*

2. *По всей длине входной и выходной кромок пера лопаток всех ступеней допускаются забоины глубиной не более 0,2 мм;*

Значение допустимой глубины 0,2 мм по существу согласуется с требованиями п.п. 2.2. и 2.3. ОСТ 1 00304 – 79 (см. раздел 1.) [3]. Расчёт влияния забоин глубиной 0,2 мм на снижение выносливости лопаток и обоснование их допустимости в соответствии с принятыми критериями надёжности приведены в [9].

3. *Глубина, длина и местоположение на входной и выходной кромках пера допустимых забоин с глубиной более 0,2 мм приведены в таблице 5.1, схема расположения допустимых забоин на рис. 5.1.;*

Допустимая глубина и местоположение забоин определены исходя из обеспечения прочности лопаток с забоинами такой глубины и местоположения с параметрами, предписанными ОСТ 1 00304 – 79: $\alpha = 60^\circ$, $r = 0,2$ мм, и с учётом п.1. дополнительных факторов. Допустимая длина определена с учётом п.2. дополнительных факторов.

4. *На лопатках каждой ступени допускается не более 5 забоин с глубиной более 2 мм. Относится к лопаткам тех ступеней, для которых такие забоины допускаются;*

Данное требование определено исходя из п.2. дополнительных факторов.

5. *Погнутости (выпучивания) на входной и выходной кромках пера лопатки допускаются с параметрами, не превышающими приведенных на рис. 5.2 и с располо-*

жением центра погнутости в пределах зоны А по рис. 5.1. и таблице 5.1.;

Обоснование см. п. 4. дополнительных факторов.

6. *Отгибы уголков лопаток допускаются с параметрами, не превышающими приведённых на рис. 5.3.*

Обоснование см. п. 4. дополнительных факторов.

По результатам осмотра лопаток двигателя допускается к дальнейшей эксплуатации только при выполнении вышеприведенных требований. При этом дополнительные осмотры рабочих лопаток, кроме предусмотренных регламентом технического обслуживания, не обязательны.

В отдельных случаях двигатель может быть допущен к дальнейшей эксплуатации только Разработчиком (СКБМ) по результатам исследований причин появления или специальных расчётов недопустимых отклонений.

Библиографический список

1. «Акт оценки технического состояния авиационных двигателей НК-12МП в эксплуатирующей организации в/ч 90724 Авиации ТОФ». - 12. 2006. – 2с.

2. «Акт оценки технического состояния авиационных двигателей НК-12МП в эксплуатирующих частях 37 ВА ВГК (СН)». - 12. 2006. – 5 с.

3. Отраслевой стандарт ОСТ 1 00304 – 79 «Лопатки газотурбинных двигателей. Нормирование повреждения лопаток компрессоров от попадания посторонних предметов».

4. Положение «Об установлении и увеличении ресурсов и сроков службы газотурбинных двигателей военной авиации, их агрегатов и комплектующих изделий». - ЦИАМ, 2005. – 80 с.

5. Методика усталостных испытаний № ТИ 101-322.

6. Техническая справка № 101-08-06 «По результатам сравнительных усталостных испытаний рабочих лопаток 1, 5, 9 ступеней ротора компрессора изделия МП с забоинами и без забоин». - КНИЛ СКБМ, 08. 2006. – 25с.

7. Техническая справка № ТС 43-К-2007МП «Обоснование выбора схемы нанесения забоин на рабочих лопатках компрессора двигателя НК-12МП при специальных резонансно-циклических испытаниях для установления норм допустимых забоин». - СКБМ, 04. 2007. – 40 с.

8. Техническая справка № 101-11-06 «По результатам усталостных испытаний рабочих лопаток 1 и 9 ступеней ротора компрессора изделия НК-12МП с надрезами по дополнению № 2 к программе ОП-59-2006НК-12МП». - КНИЛ СКБМ. 11. 2006. – 10 с.

9. Техническая справка №ТС-101-К-2007НК-12СТ «Анализ влияния допустимых по всем кромкам лопатки забоин конфигурации по ОСТ 1 00304-79 глубиной 0,2мм на сопротивление усталости рабочей лопатки 9 ступени компрессора». - СКБМ. 11. 2007. – 75 с.

References

1. The definition statement of technical state of aircraft engine NK-12MP into exploiting organization militant 90724 Aviation TOF. 12.2006. – 2p.

2. The definition statement of technical state of aircraft engine NK-12MP into exploiting militants 37 VA VGK(SN). - 12. 2006. – 5 p.

3. Branch standard OST 1 00304 – 79 «The gas turbine engines blades. Normalization damage of compressor blades from ingress foreign objects».

4. The provision «About establishment and increase of lives time and durability of gas turbine engine militant aviation there units and component parts». - CIAM, 2005. – 80p.

5. The methodology of fatigue test № ТИ 101-322.

6. The technological certificate № 101-08-06 «About results of relative fatigue tests of compressor rotor blades 1, 5, 9 stages for product MP with nicks and without nicks». - KNIL SCBM, 08. 2006. – 25p.

7. The technological certificate № ТС 43-К-2007MP «Validation choice of putting nicks plan on the compressor rotor blades for engine NK-12MP, with special resonance- cyclic tests for ascertainment rate of acceptable nicks». - SCBM, 04. 2007. – 40 p.

8. The technological certificate № 101-11-06 «About results of fatigue tests of compressor rotor blades 1 and 9 stages for product NK-

12MP with notch by addition №2 to program OP-59-2006NK12-MP». - KNIL SCBM. 11. 2006. – 10 p.

9. The technological certificate № TC 101-K-2007NK-12ST «The analysis influence of

admissible along all blade tip nocks by OST 1 00304-79 with depth 0,2 mm at fatigue resistance for compressor rotor blade 9 stage». – SCBM. 11. 2007. – 75 p.

RESEARCH AND RATIONING ADMISSIBLE NICK ON WORKING BLADES OF THE COMPRESSOR FOR ENGINE NK-12 EXAMPLE

© 2009 A. V. Gritsin¹, E. P. Kocherov², A. P. Rempel¹, V. A. Samoylov¹

¹Samara State Aerospace University

²Samara Machine-Building Design Bureau

Results of this work are the analysis of geometry, experimental and design data for working blades of the compressor of engine NK-12, comparative fatigue tests. The methodology of design-experimental works on forecasting and check of reliability of blades with damages is offered specified concerning requirements of OST.

Reliability, defects, working shovels, durability, endurance limit, method of final elements

Информация об авторах

Грицин Алексей Валерьевич, аспирант Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (917) 140-35-40. E-mail: grialeksey@zeos.net. Область научных интересов: надежность авиационных двигателей.

Кочеров Евгений Павлович, кандидат технических наук, Главный конструктор Самарского конструкторского бюро машиностроения. E-mail: osnova@scbm.e4u.ru. Область научных интересов: прочность элементов конструкции авиационных двигателей.

Ремпель Александр Петрович, аспирант Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (927) 204-26-15. E-mail: alrel@mail.ru. Область научных интересов: конструкция авиационных двигателей.

Самойлов Виталий Андреевич, аспирант Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (960) 815-92-25. E-mail: v.a.samoylov@list.ru. Область научных интересов: прочность элементов конструкции авиационных двигателей.

Gritsin Alexey Valerievich, postgraduate student of Samara State Aerospace University. Phone: (917) 140-35-40. E-mail: grialeksey@zeos.net. Area of Research: Reliability of aircraft engine.

Kocherov Evgeniy Pavlovich, candidate of technical science, Design manager of Samara Machine-Building Design Bureau. E-mail: osnova@scbm.e4u.ru. Area of research: Strength of elements of aircraft engine.

Rempel Alexandr Petrovich, postgraduate student of Samara State Aerospace University. Phone: (927) 204-26-15. E-mail: alrel@mail.ru. Area of research: Design of aircraft engine.

Samoylov Vitaliy Andreevich, postgraduate student of Samara State Aerospace University. Phone: (960) 815-92-25. E-mail: v.a.samoylov@list.ru. Area of research: Strength of elements of aircraft engine.

ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВА ОБРАБОТКИ ПРИ ТОНКОМ ТОЧЕНИИ ВЫСОКОПРОЧНОЙ СТАЛИ 30ХГСН2А

© 2009 Д. А. Ласточкин¹, Д. Л. Скуратов², В. Д. Смолин²

¹ЗАО «Арго-моторс», г. Самара

²Самарский государственный аэрокосмический университет

Представлены результаты исследований тонкого точения высокопрочной стали 30ХГСН2А резцами с пластинами из твёрдого сплава Т30К4, что включает точность обработки, шероховатость поверхности и остаточные напряжения. Рассмотрена также возможность замены процесса шлифования на точение для данного материала.

Тонкое точение, высокопрочная сталь 30ХГСН2А, точность обработки, шероховатость поверхности, остаточные напряжения

Сталь 30ХГСН2А относится к группе высокопрочных сталей и достаточно широко используется при изготовлении стоек и цилиндров шасси тяжелых гражданских (рис. 1, 2) и военных самолетов, различных

штоков (рис. 3), осей и т.д. Предел прочности данной стали в закалённом состоянии, в зависимости от температуры отпуска, находится в пределах от 1600 до 1750 МПа при твёрдости 45...48 HRC. При такой твёрдости и прочности материала основным видом

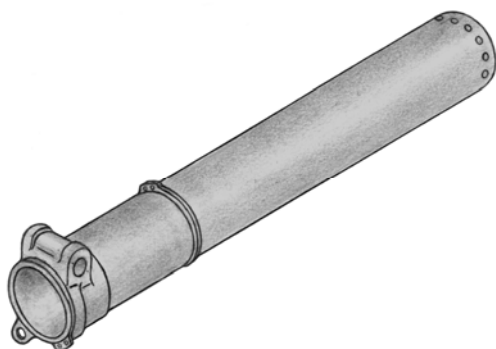


Рис. 1. Цилиндр основной стойки взлетно-посадочного устройства самолета Ил-76

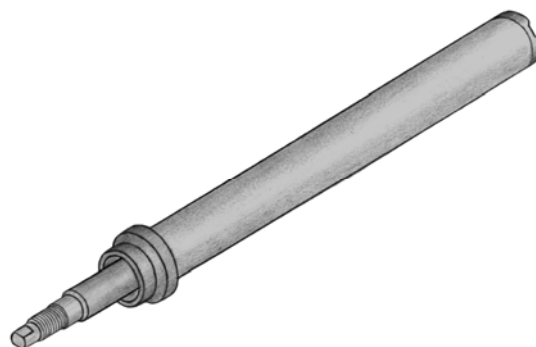


Рис. 3. Шток из стали 30ХГСН2А телескопической стойки передней подвески автомобиля ВАЗ 2110

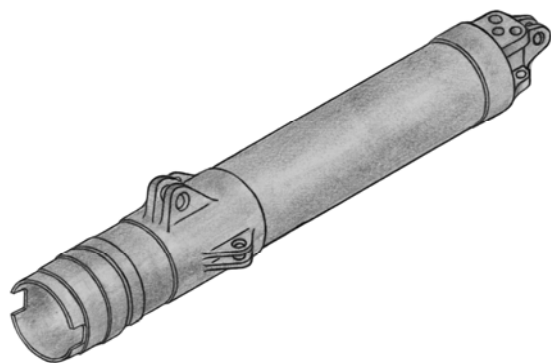


Рис. 2. Цилиндр передней стойки взлетно- посадочного устройства самолета Ту-134А из стали 30ХГСН2А

обработки на окончательных операциях изготовления деталей является шлифование. Однако, учитывая, что при шлифовании тяжело нагруженных деталей возникновение шлифовочных прижогов и трещин категорически недопустимо, данный вид обработки в условиях производства вызывает определенные сложности. Кроме того, при использовании серийных шлифовальных кругов, т.е. кругов со сплошной режущей поверхностью, в поверхностном слое формируются растягивающие окружные остаточные напряжения, что негативно сказывается на сопротивлении усталости деталей [1].

В связи с вышеизложенным была поставлена задача исследовать возможность замены операций шлифования на операции тонкого точения.

Исследования проводились на токарно-винторезном станке 1К62, оснащённом вариатором.

В качестве образцов использовались кольца из стали 30ХГСН2А, подвергнутые термообработке (закалка + отпуск) и имеющие твёрдость 45...47 HRC₃.

Наружная обработка колец велась резцами, оснащёнными твердосплавными пластинами Т30К4 со следующей геометрией: $\varphi = 90^\circ$, $\varphi_1 = 10^\circ$, $\gamma = 0^\circ$, $\alpha = 10^\circ$, $\alpha_1 = 10^\circ$, $\lambda = 0^\circ$. Величина угла φ была принята 90° . Это обусловлено тем, что при данном значении главного угла в плане радиальная составляющая силы резания равна нулю, и следовательно, отжим в технологической системе отсутствует. А это очень важно, так как на операциях тонкого точения должна быть обеспечена точность обработки в пределах 6...7 квалитетов, как и на операциях шлифования.

Режимы резания и геометрия инструмента изменялись в следующих пределах:

- скорость резания $v = 20...70$ м/мин;
- продольная подача $S_o = 0,07...0,3$ мм/об;
- глубина резания $t = 0,05...0,5$ мм;
- радиус при вершине резца $r = 0,3...0,6$ мм;
- износ по задней поверхности $h_3 = 0,05...0,3$ мм.

Остаточные напряжения в образцах рассчитывались по измеряемым деформациям, после послойного удаления с их поверхности напряженных слоёв. Удаление напряженных слоёв материала образцов осуществлялось путем анодного травления. Деформация образцов измерялась ежеминутно с помощью специальной аппаратуры в процессе непрерывного анодного травления.

Определение величины шероховатости поверхности осуществлялось на автоматизированном профилометре-профилографе модели БВ-7669.

Результаты экспериментальных исследований, некоторые из которых приведены ниже, показали, что при выбранных геометрии инструмента и режимах резания окружные остаточные напряжения являются сжи-

мающими, а их максимальная величина не превышает 350 МПа.

С увеличением скорости резания наблюдается тенденция к уменьшению величины остаточных напряжений (рис. 4), что объясняется ростом температуры в зоне резания и изменением характера стружкообразования. А это, согласно теории профессора Б.А. Кравченко [2], оказывает решающее влияние на величину и знак остаточных напряжений.

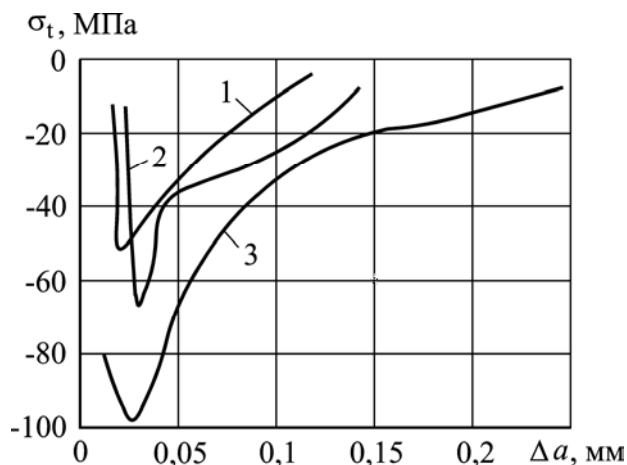


Рис. 4. Влияние скорости резания на распределение окружных остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя образцов:

$S_o = 0,11$ мм/об, $t = 0,1$ мм, $h_3 = 0,05$ мм, $r = 0,4$ мм;
1 - $v = 50$ м/мин; 2 - $v = 30$ м/мин; 3 - $v = 20$ м/мин

Глубина резания в исследуемом интервале значений, как видно из рис. 5, практически не оказывает влияния на величину максимума остаточных напряжений и глубину его залегания. Это, по-видимому, можно объяснить тем, что при изменении глубины резания в вышеуказанном интервале значений нормальная составляющая силы резания, оказывающая определяющее влияние на формирование остаточных напряжений, существенно не изменяется.

С ростом величины продольной подачи (рис. 6) и увеличением радиуса закругления вершины резца (рис. 7) наблюдается тенденция к росту величины сжимающих окружных остаточных напряжений, что связано, по-видимому, с ростом силового фактора, оказывающего доминирующее влияние на формирование остаточных напряжений.

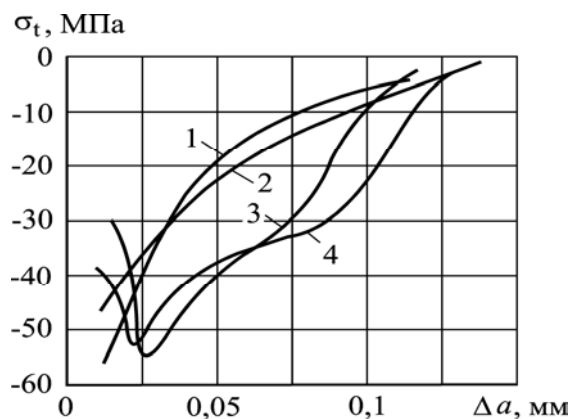


Рис. 5. Влияние глубины резания на распределение окружных остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя:

$v = 50 \text{ м/мин}$, $S_o = 0,11 \text{ мм/об}$, $h_z = 0,05 \text{ мм}$, $r = 0,4 \text{ мм}$; $t = 0,2 \text{ мм}$ (1); $0,4 \text{ мм}$ (2); $0,1 \text{ мм}$ (3); $0,5 \text{ мм}$ (4)

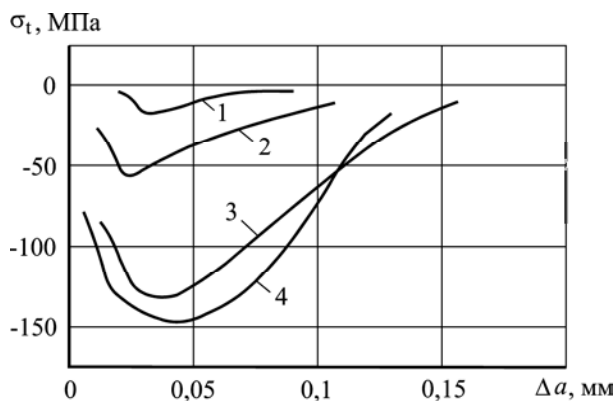


Рис. 6. Влияние подачи на распределение окружных остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя образцов:

$v = 50 \text{ м/мин}$; $t = 0,1 \text{ мм}$; $h_z = 0,05 \text{ мм}$; $r = 0,4 \text{ мм}$;
 $S_o = 0,07 \text{ мм/об}$ (1); $0,11 \text{ мм/об}$ (2); $0,21 \text{ мм/об}$ (3); $0,3 \text{ мм/об}$ (4)

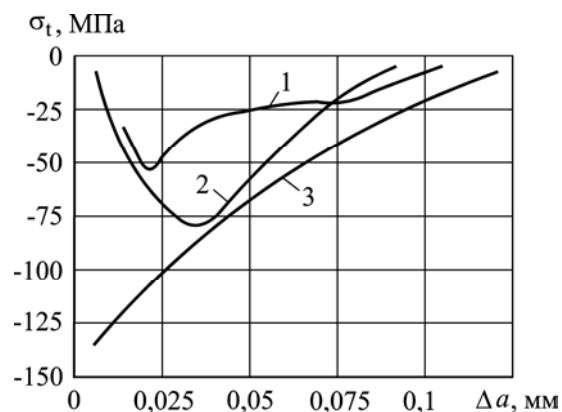


Рис. 7. Влияние радиуса при вершине резца на распределение окружных остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя образцов:

$v = 50 \text{ м/мин}$, $S_o = 0,11 \text{ мм/об}$, $t = 0,1 \text{ мм}$, $h_z = 0,05 \text{ мм}$; $r = 0,4 \text{ мм}$ (1); $0,3 \text{ мм}$ (2); $0,5 \text{ мм}$ (3)

Износ по задней поверхности резца h_z также оказывает существенное влияние на распределение остаточных напряжений в поверхностном слое заготовки (рис. 8). С ростом величины h_z наблюдается увеличение уровня сжимающих напряжений и глубины максимума их залегания.

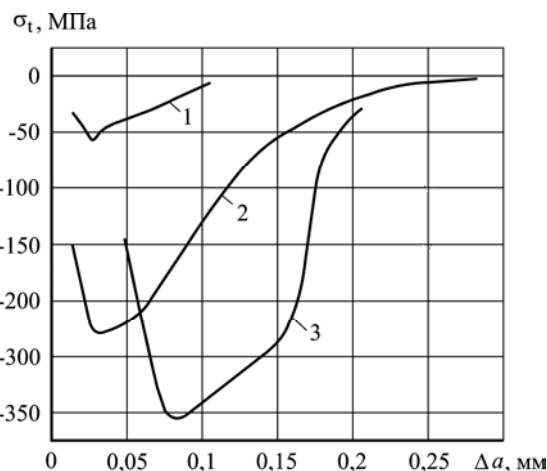


Рис. 8. Влияние величины износа резца по задней поверхности на распределение окружных остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя образцов:

$v = 50 \text{ м/мин}$, $S_o = 0,11 \text{ мм/об}$, $t = 0,1 \text{ мм}$, $r = 0,4 \text{ мм}$;
 $h_z = 0,05 \text{ мм}$ (1); $0,15 \text{ мм}$ (2); $0,3 \text{ мм}$ (3)

Некоторые результаты исследования шероховатости поверхности приведены на рис. 9-13.

На рис. 9 представлена зависимость шероховатости поверхности от скорости резания, описанная линией тренда второго порядка. Как видно из рис. 9, наибольшие значения шероховатости имеют место при низких скоростях резания, что объясняется, по-видимому, явлением наростообразования, влияние которого ослабевает с увеличением скорости резания.

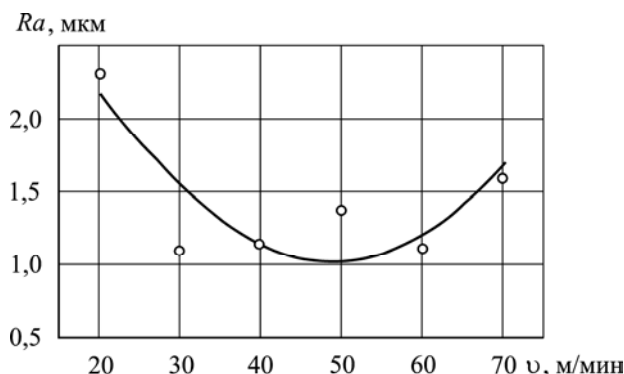


Рис. 9. Зависимость шероховатости поверхности от скорости резания:

$S_o = 0,11 \text{ мм/об}$, $t = 0,1 \text{ мм}$, $h_z = 0,05 \text{ мм}$, $r = 0,4 \text{ мм}$

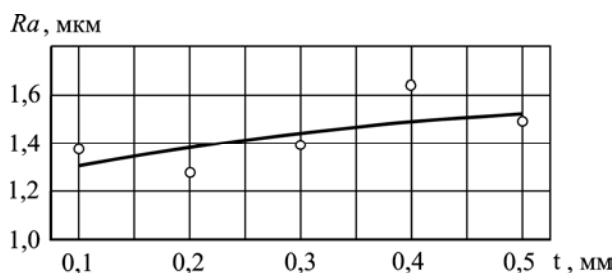


Рис. 10. Зависимость шероховатости поверхности от глубины резания:

$v = 50 \text{ м/мин}$, $S_o = 0,11 \text{ мм/об}$, $h_z = 0,05 \text{ мм}$; $r = 0,4 \text{ мм}$

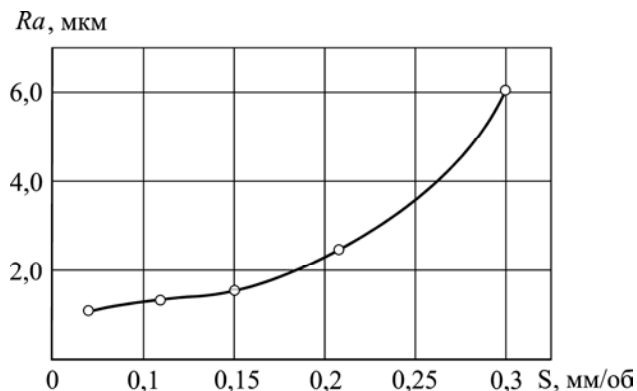


Рис. 11. Зависимость шероховатости поверхности от величины продольной подачи:

$v = 50 \text{ м/мин}$, $t = 0,1 \text{ мм}$, $h_z = 0,05 \text{ мм}$; $r = 0,4 \text{ мм}$

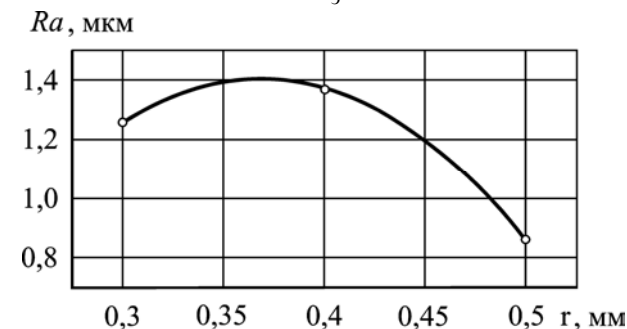


Рис. 12. Зависимость шероховатости поверхности от радиуса при вершине резца:

$v = 50 \text{ м/мин}$, $S_o = 0,11 \text{ мм/об}$, $t = 0,1 \text{ мм}$, $h_z = 0,05 \text{ мм}$

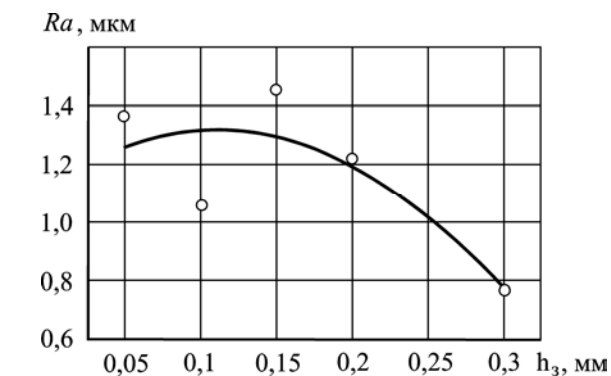


Рис. 13. Зависимость шероховатости поверхности от величины износа по задней поверхности резца:

$v = 50 \text{ м/мин}$, $S_o = 0,11 \text{ мм/об}$, $t = 0,1 \text{ мм}$, $r = 0,4 \text{ мм}$

Влияние глубины резания и подачи на шероховатость поверхности представлено, соответственно, на рис. 10 и 11. Из графиков видно, что с ростом вышеуказанных элементов режима резания имеют место тенденции увеличения параметра Ra .

Результаты исследования влияния радиуса при вершине резца и износа резца по его задней поверхности на шероховатость поверхности колец приведены на рис. 12 и 13. Из полученных зависимостей, также описанных линиями тренда второго порядка, видно, что с ростом данных параметров шероховатость поверхности уменьшается, примерно, на 40 %.

Исследования показали, что точность размеров обрабатываемых поверхностей заготовок, соответствующая 6 качеству, а шероховатость поверхности, равная $Ra = 1,25 \dots 0,63 \text{ мкм}$ могут быть обеспечены при обработке в два прохода:

1-й проход:

$v = 50 \text{ м/мин}$, $S_o = 0,11 \text{ мм/об}$,

$t = 0,1 \dots 0,2 \text{ мм}$, $r = 0,4 \dots 0,6 \text{ мм}$;

2-й проход:

$v = 50 \text{ м/мин}$, $S_o = 0,11 \text{ мм/об}$,

$t = 0,05 \dots 0,08 \text{ мм}$, $r = 0,4 \dots 0,6 \text{ мм}$.

При этом в поверхностном слое будут сформированы сжимающие окружные остаточные напряжения, а не растягивающие, как при шлифовании.

Вывод

Таким образом, показана принципиальная возможность замены процесса шлифования заготовок из высокопрочной стали 30ХГСН2А на процесс тонкого точения.

Библиографический список

1. Скуратов, Д.Л. Определение рациональных условий обработки при производстве деталей ГТД / Д.Л. Скуратов, В.Н. Трусов – Самара: Самарский научный центр РАН, 2002. – 152 с.
2. Кравченко, Б.А. Теория формирования поверхностного слоя деталей машин: учеб. пособие / Б.А. Кравченко. – Куйбышев: Куйбышев. политехн. ин-т, 1981. – 90 с.

References

1. Skuratov D.L., Trusov V.N. Definition of rational processing conditions for GTE manufacturing. – Samara: The Samara Centre of science of The Russian Academy Sciences, 2002. – 152 p.
2. Kravchenko B.A. Theory of forming surface layer of machines parts: educational manual /B.A. Kravchenko. – Kuybishev: Kuybishev polytechnical institute, 1981. – 90 p.

INVESTIGATION OF PROCESSING PERFORMANCE ON FINISH TURNING OF HIGH STRENGTH STEEL 30HGSN2A

© 2009 D. A. Lastochkin¹, D. L. Skuratov², V. D. Smolin²

¹Samara «Argo-Motors», Samara

²Samara State Aerospace University

Investigation Results of finish turning of High Strength Steel 30HGSN2A by cutter with hard alloy plate T30K4 are considered. It includes working accuracy, surface roughness and circular residual stresses. Ability of changing grinding to cutting for this material is observed.

Finish turning, high strength steel, 30HGSN2A, processing accuracy, surface roughness, residual stresses

Информация об авторах

Ласточкин Дмитрий Анатольевич, начальник отдела ЗАО «Арго-моторс». Тел. (846) 372-00-00. E-mail: smartman@list.ru. Область научных интересов: структурно-параметрическая оптимизация технологических процессов механической обработки.

Скуратов Дмитрий Леонидович, доктор технических наук, профессор кафедры механической обработки материалов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 332-45-83. E-mail: skuratov_issa@mail.ru. Область научных интересов: структурно-параметрическая оптимизация технологических процессов механической обработки, процессы абразивной обработки.

Смолин Владимир Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент кафедры механической обработки материалов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-45-74. E-mail: mom@ssau.ru. Область научных интересов: системы автоматизированного проектирования технологических процессов лезвийной обработки, станки с числовым программным управлением.

Lastochkin Dmitry Anatolievich, Spear Parts Department Chief of Argo-Motors. Phone: (846) 372-00-00. E-mail: smartman@list.ru. Area of research: structural-parametrical optimization of technological processes of mechanical treatment.

Skuratov Dmitry Leonidovich, doctor of technical sciences, professor of Mechanical Material Working department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 332-45-83. E-mail: skuratov_issa@mail.ru. Area of research: structure-parametrical optimization of technological processes of mechanical treatment, abrasive processing.

Smolin Vladimir Dmitrievich, Candidate of technical sciences, associate professor of Mechanical Material Working Department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-45-74. E-mail: mom@ssau.ru. Area of research: Computer-Aided Design of technological processes of blade treatment.

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА «АЛЮМИНИЙ – НИТРИД БОРА» В АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

© 2009 А. А. Живушкин, Е. А. Козлова, И. А. Чубуков, А. Ю. Марова

ОАО «Климов», г. Санкт-Петербург

Продemonстрированы основные особенности применения литейного композита на основе системы Al-BN. В результате исследований выданы практические рекомендации по его применению в конструкциях авиационных двигателей разработанных в ОАО «Климов».

Композит, вакуумно-компрессионная пропитка, твердая смазка

В конструкциях авиационных двигателей ОАО «Климов», таких как ВК-2500, ТВ7-117 различных модификаций и ВК-800, в качестве материала уплотнений нашел применение композит на основе системы «алюминий-нитрид бора».

Композит представляет собой антифрикционный литой композиционный (АЛК) материал, содержащий от 40...45% по массе твердой смазки из гексагонального нитрида бора в алюминиевой матрице.

Настоящий материал применяют как конструкционный в виде отдельных кольцевых деталей лабиринтных уплотнений и в виде покрытий в статорных деталях – кольцах центробежных колёс компрессора в качестве прирабатываемого поверхностного слоя (прилитой вариант).

Кольцевые детали для лабиринтных уплотнений изготавливаются вакуумно-компрессионной пропиткой расплавом алюминия шихты, содержащей твердую смазку. Прирабатываемый слой из материала АЛК на кольцевые детали уплотнений получают вакуумно-компрессионной пропиткой расплавом алюминия шихты, содержащей твердую смазку и предварительно нанесенной на металлическую подложку, с одновременной припайкой прирабатываемого слоя к металлической подложке.

Композиционный материал отличается отменной прирабатываемостью поверхностного слоя, низкой плотностью и значениями коэффициентов термического расширения (КТР), сравнимыми со значениями КТР других деталей. В свою очередь имеются и слабые стороны применяемого композита – склонность к повреждаемости при ударных

воздействиях в силу низкой пластичности, а также склонность к отверждению даже при кратковременных забросах температур выше расчётных, что приводит к потере антифрикционных свойств и отслаиванию в случае с покрытиями.

Отмечались случаи, когда в результате забросов температур выше 580°C твердость повышалась до значений 55 НВ 2,5/31,25/60 по сравнению с исходной 30 НВ 2,5/31,25/60.

Тем не менее, совокупная наработка деталей с материалом АЛК составляет уже свыше 50000 часов, а случаи отбраковки при их дефектации после межремонтного срока эксплуатации единичны.

С целью изучения особенностей поведения материала при высоких температурах были проведены дилатометрические измерения образцов после их временной выдержки при температуре 580°C в сравнении с исходными.

Также были проведены рентгеноструктурный (РСА) и микрорентгеноспектральный (МРСА) анализы материала после продолжительной выдержки при высокой температуре. Съёмка дифракционного спектра обоих образцов проводилась на дифрактометре «ДРОН-3» с излучением $\text{Cu K}_{\alpha 12}$ в диапазоне углов $2\theta = 10...137$ с записью на диаграммную ленту и использованием картотеки ASTM. МРСА проводился на установке «Superprobe JXA-8600S».

В результате сравнительного анализа данных РСА и МРСА установлено, что помимо основных фаз композита – гексагонального BN_r и α -Al, в незначительных количествах присутствуют также α - Al_2O_3 ,

B_4N , AlN и B_2O_3 . Существенных изменений в фазовом составе образцов с наработкой и повышенной твердостью по сравнению с исходными не выявлено.

Представленные на рис.1 значения КТР в различных интервалах температур показывают, что практически независимо от продолжительности старения при $580^\circ C$ характер зависимостей не меняется; кривые имеют выраженный максимум при $400^\circ C$.

Средние значения твердости по отношению к исходному значению увеличиваются с НВ 5/125/60 = 26,5 до НВ 5/125/60 = 36,0;

или с НВ 2,5/31,25/60 = 26,0 до НВ 2,5/31,25/60 = 33,0.

Несмотря на то, что скорость нагрева при дилатометрических измерениях изменялась от значений 2,1 до 3,2 град/мин, это практически не оказало влияния на воспроизводимость получаемых значений для образцов после стабилизации при $580^\circ C$. Напротив, сравнение значений $\alpha \cdot 10^6$ образцов в исходном состоянии, нагреваемых со скоростями 2,8 и 3,2 град/мин показало отличие - $\Delta\alpha$ (рис.2); причем меньшие значения α соответствуют меньшей скорости нагрева.

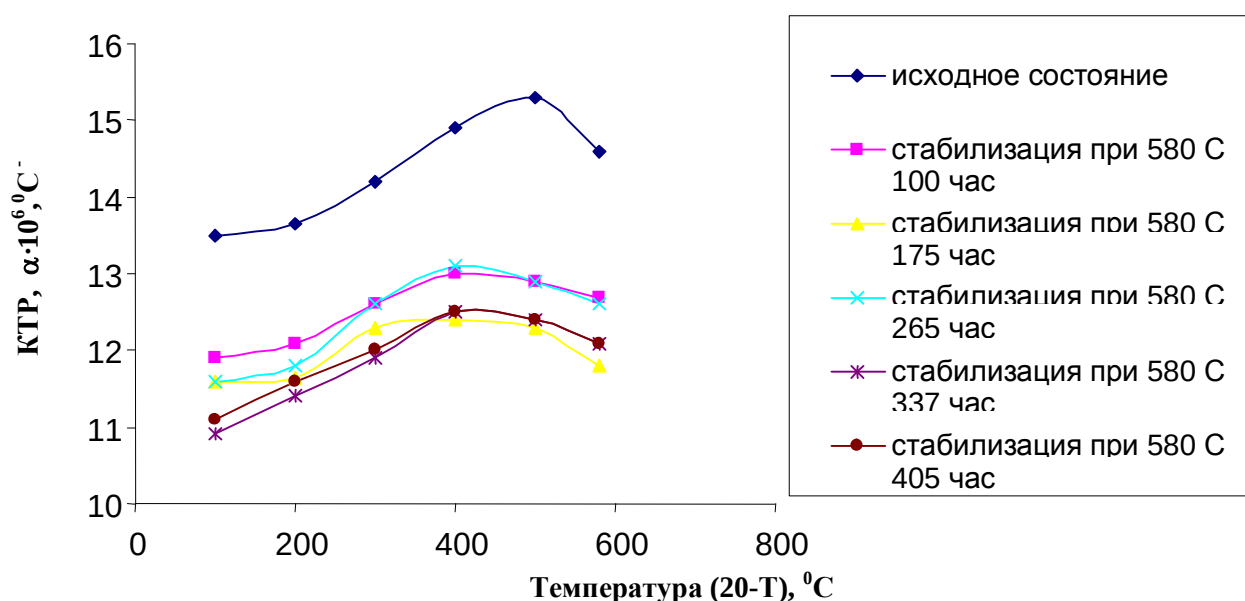


Рис. 1. Зависимость к.т.р. от температурного интервала (20-T) $^\circ C$

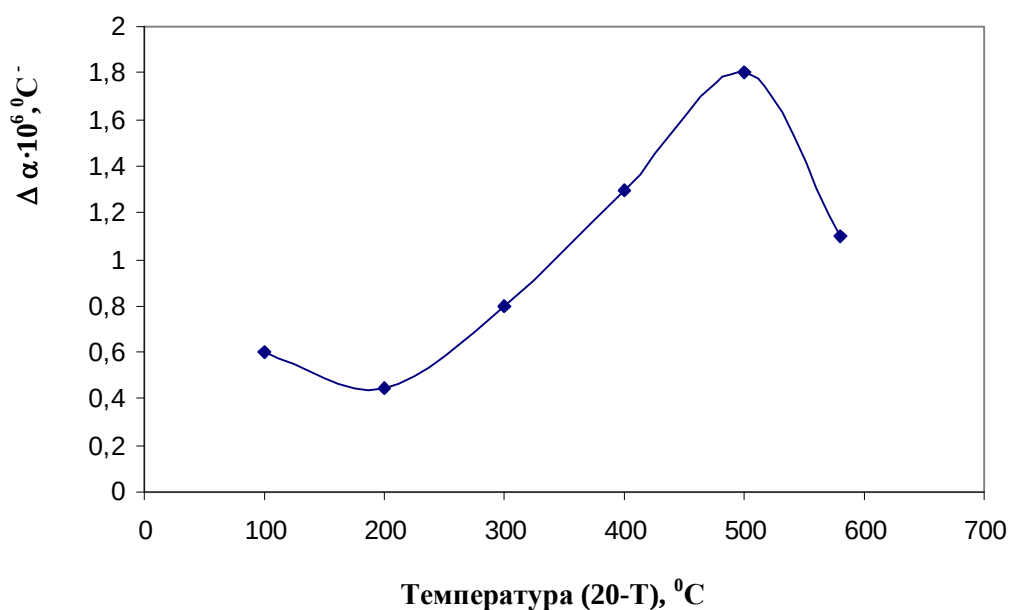


Рис. 2. Характер изменения $\Delta\alpha$ от интервала температур (20-T, $^\circ C$) для образцов АЛК в исходном состоянии

Анализируя данные рис.1 и рис.2, можно выделить следующие температуры, связанные с изменением свойств: 200°C, 400°C и 500°C.

Учитывая факт незначительного наличия в композите (по данным РСА) таких соединений, как $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ и AlN , с уверенностью можно предположить, что изменения физико-механических свойств связаны со структурным состоянием BN_Γ .

Известно [1], что температурная зависимость коэффициента термического расширения нитрида бора носит убывающий характер, т.е. КТР BN_Γ снижается с повышением температуры. Объяснить изменения рис.4 и рис.5 возможно, предположив структурные изменения в самих частицах гексагонального нитрида бора.

Применяемый в практике гексагональный нитрид бора, получаемый, как правило, карботермическим методом, является турбостратным, т.е. $\gamma \sim 0,90 \dots 0,95$, а $P_3 \sim 0,05 \dots 0,10$ (где γ - концентрация дефектов

упаковки кристалла, а P_3 - степень его трёхмерной упорядоченности, причем $P_3 = 1 - \gamma$).

Данные, полученные нами при рентгеноструктурном исследовании порошка BN_Γ - гексагонального соответствуют значениям $d_{002} \cong 3,50 \text{ \AA}$ [2], что характерно для турбостратных структур.

Турбостратная структура испытать мартенситное превращение $\text{BN}_\Gamma \rightarrow \text{BN}_\text{в}$ ($\text{BN}_\text{в}$ - вюрцитная фаза) не может, поскольку между слоями отсутствует закономерная кристаллографическая связь.

Для осуществления превращения $\text{BN}_\Gamma \rightarrow \text{BN}_{\text{сф}}$ ($\text{BN}_{\text{сф}}$ - сфалеритная фаза) даже в присутствии 5...10% B_2O_3 необходимы температуры не менее 300°C и давление от 11 ГПа и выше [2]. Таким образом, изменения КТР и твёрдости никак не связаны с превращениями BN_Γ .

С увеличением значения γ и уменьшения значения P_3 накапливаются микродеформации решетки (ε) в BN_Γ , особенно сильные в направлении кристаллографической оси c (рис.3).

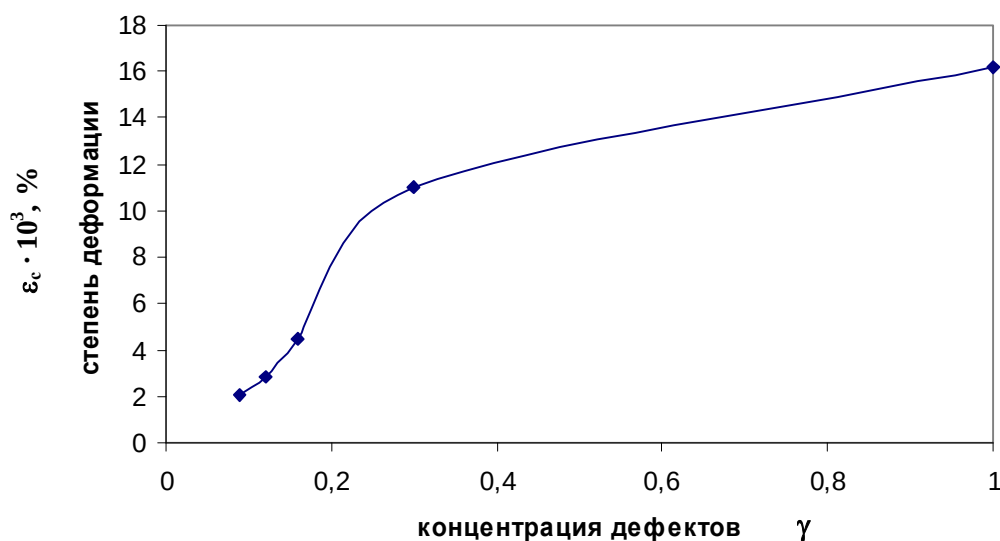


Рис.3. Зависимость степени деформации кристаллической решетки по оси c в зависимости от концентрации дефектов кристаллической структуры γ (по данным [3])

Принимая во внимание такую особенность гексагонального BN , как увеличение коэффициента термического расширения в зависимости от сближения направления к оси c , (при c - максимальное значение), а также вышеупомянутые закономерности, можно с достаточной вероятностью предположить, что изменения свойств тесно связаны с тур-

бостратными дефектами упаковки. Последние, в свою очередь, обусловлены наличием содержания различных примесей.

Из числа примесей, содержащихся в техническом порошке нитрида бора, присутствуют оксиды и карбиды бора, а также железо. Их содержание, как правило, не превышает 0,2% по массе. Если содержание

карбида бора и железа (окисла железа) остается неизменным и не влияет на изменение свойств BN, то содержание оксида бора может изменяться, что связано с окислением порошка нитрида бора.

По данным Самсонова Г.В. [1] сухим кислородом и CO_2 нитрид бора окисляется при температуре 700°C с образованием B_2O_3 и N_2 ; при увеличении давления в соответствии с условиями работы авиационного двигателя эта температура может быть значительно ниже.

Кроме того, образующийся по границам поверхности частицы нитрида бора окисел B_2O_3 , может существовать как в кристаллической, так и в аморфной форме, с температурами оплавления 450°C [4] и 577°C [5] соответственно.

Вышеупомянутые температуры 200°C , 400°C и 500°C , по всей видимости, могут иметь непосредственное отношение к наличию и состоянию B_2O_3 на границе поверхности частиц порошка (с поправкой в температурах из-за присутствия B_4C и других примесей).

Так например, значения линейного коэффициента термического расширения для стеклообразного (аморфного) B_2O_3 , приведенные в табл. 1, объясняют изменения свойств при 200°C и выше.

Таблица 1 - Значения $\alpha \cdot 10^6$ для B_2O_3 амф при различных температурах (по данным [1])

Температура, $^\circ\text{C}$	$\alpha \cdot 10^6$, $^\circ\text{C}^{-1}$
100	15,18
200	16,22
240	16,60
250	205,1
300	209,1
360	210,5

Исходя из обобщения разрозненных данных, приведенных в [1,4,5] и [6] можно предположить наличие двойной системы на границе частицы порошка BN_Γ - « $\text{B}_2\text{O}_{3\text{кр}}$ - $\text{B}_2\text{O}_{3\text{ам}}$ ».

Если нитрид бора гексагональный имеет твердость по шкале Мооса 2 балла, то $\text{B}_2\text{O}_{3\text{кр}}$ ($a = 4,325 \text{ \AA}$, $c = 8,317 \text{ \AA}$) – 4, а $\text{B}_2\text{O}_{3\text{ам}}$ ($[\text{B}-\text{O}] = 1,39 \text{ \AA}$, $[\text{O}-\text{O}] = 2,40 \text{ \AA}$) – 6 баллов.

Присутствие в алюминиевой матрице примесей, таких как кремний, может повли-

ять на смещение равновесия $\text{B}_2\text{O}_{3\text{кр}} \rightarrow \text{B}_2\text{O}_{3\text{ам}}$, и, следовательно, на увеличение твердости.

Предполагается, что оксид бора, находящийся при температурах эксплуатации близких к $570...580^\circ\text{C}$ и выше, находится в жидкой фазе и смачивает поверхность частиц нитрида бора. Кремний, содержащийся в алюминии в количестве до 0,12%, взаимодействует с B_2O_3 , образуя плавкие соединения типа $x \text{SiO}_2 \cdot y \text{B}_2\text{O}_3$ в виде поверхностной пленки. Смачиваемость матрицы, состав и свойства пленки зависят от температуры расплава B_2O_3 .

Для подтверждения сделанных предположений было отобрано 20 проб продуктов взаимодействия алюминия и порошка нитрида бора с различным соотношением BN/Al (от 0,2 до 0,4).

Содержание B_2O_3 определялось методом, основанном на алкалиметрическом титровании маннитоборной кислоты в растворе, полученном после растворения оксида бора, содержащегося в порошке нитрида бора. Содержание кремния в B_2O_3 определялось фотометрически в виде желтого комплекса кремнемолибденовой гетерополикислоты, которая восстанавливалась тиомочевинной в молибденовую синь [7, 8].

По данным химического анализа построена зависимость в координатах « $(\% \text{Si})_{\text{B}_2\text{O}_{3\text{ам}}} / (\text{B}_2\text{O}_3)_{\text{проба}} - T, ^\circ\text{C}$ », которая после компьютерной обработки и упрощения была аппроксимирована линейным уравнением регрессии в виде (1):

$$(\% \text{Si})_{\text{B}_2\text{O}_{3\text{ам}}} / (\% \text{B}_2\text{O}_3)_{\text{проба}} = -0,22 T + 166,01. \quad (1)$$

В свою очередь соотношение $(\% \text{Si})_{\text{B}_2\text{O}_{3\text{ам}}} / (\% \text{B}_2\text{O}_3)_{\text{кр}}$ коррелирует со значением твердости HB; с уменьшением значения соотношения меньше критического возрастает значение HB, как, впрочем, и при значениях больше критического, что обусловлено соотношением $\text{B}_2\text{O}_{3\text{кр}} / \text{B}_2\text{O}_{3\text{ам}}$.

Приведенная зависимость (1) и её связь со значением твердости HB является возможной попыткой диагностирования поведения материала АЛК в эксплуатации на основании лабораторного анализа вторичных выделений в исследуемой системе «AL-BN».

Для окончательного решения вопроса необходим набор достоверных статистических данных.

По результатам выполненной работы сделаны следующие практические выводы:

- при получении заготовок и покрытий из АЛК рекомендуемые технологические температуры расплава жидкого алюминия при вакуумно-компрессионной пропитке шихты не должна превышать значений 720...730°C;

- бортовая аппаратура двигателей должна быть отрегулирована таким образом, чтобы не допустить превышение температур на деталях из АЛК свыше 500°C;

- кольцевые вставки не должны иметь абсолютно жесткую фиксацию в узлах конструкций; предпочтительны детали колец из другого материала, где композит присутствует в качестве прилитого слоя;

- при дефектации деталей из АЛК, в т.ч. после эксплуатации, необходим 100%-й неразрушающий ультразвуковой контроль (особенно с применением раздельно-совмещенных датчиков по труднодоступным местам, радиусам переходов и т.д.).

Приведенные выше мероприятия были внедрены в практику ОАО «Климов» при изготовлении и ремонте авиационных двигателей ВК-2500, ТВ7-117 и ВК-800.

Библиографический список

1. Самсонов, Г.В. Бор, его соединения и сплавы / Г.В. Самсонов. - М.: Metallurgy, 1962. - 587с.

2. Курдюмов, А.В. Полиморфные превращения графитоподобного нитрида бора различной степени кристаллического совершенства при высоких давлениях - Неорганические материалы / А.В. Курдюмов [и др.] / - т.18/ - №11, 1982. - С.1835-1838.

3. Лидин, Р.А. Справочник по неорганической химии. Константы неорганических веществ / Р.А. Лидин, Л.Л. Андреева, В.А. Молочко. - М.: Химия, 1987. - 320с.

4. Некрасов, Б.В. Основы общей химии / Б.В. Некрасов. - М.: Химия, 1969. -Т.2. - 400с.

5. Методы анализа металлов и сплавов / Под ред. З.С. Мухиной. - М.: 1959.

6. Химическая энциклопедия / Под ред. И.Н. Кнунянца. – М.: Советская энциклопедия, 1988. – Т.2.

7. Курдюмов, А.В. Особенности реальной структуры графитоподобного BN и его превращения в вюрцитную модификацию при ударном сжатии / А.В. Курдюмов [и др.]. - Порошковая металлургия, №9/10, 1994. - С.63-66.

8. Справочник химика. - М.: Химия, Т. II, 1971. - 1186 с.

References

1. Samsonov, G.V. Boron, its compounds and alloys. - Moscow: Metallurgy, 1962. - p. 587.

2. Kurdyumov A.V., Gladkaya I.S., Golubev A.S. [and etc.] Polymorphous changes of the graphite like boron nitride of the different grade of the crystal perfection at high pressure. Inorganic materials, issue 18, No. 11, 1982. - p. 1835-1838.

3. Lidin R.A., Andreeva L.L., Molochko V.A. Inorganic chemistry reference manual. Constants of the inorganic chemistry. - Moscow: Chemistry, 1987. - p. 320.

4. Nekrasov B.V. Basis of general chemistry, v. 2. Moscow, Chemistry, 1969. - p. 400.

5. Method of analysis of metals and alloys. Edited by Z. S. Mukhina, - Moscow: 1959.

6. Chemical encyclopedia, v. 1, Edited by I. N. Knuyants. – Moscow: Soviet encyclopedia, 1988.

7. Kurdyumov A.V., Zelyavskiy V.B., Ostrovskaya N.F. [and etc.] Features of the real structure of the graphite like BN and its changing into the wurtzite modification under shock compression. Powder metallurgy, - No. 9/10, 1994. - p. 63-66.

8. Chemist's reference manual, v. II, - Moscow: Chemistry, 1971. - p. 1186.

FEATURES OF APPLICATION OF “ALUMINUM- BORON NITRIDE” COMPOSITE MATERIAL IN AVIATION ENGINES

© 2009 A. A. Zhivushkin, E. A. Kozlova, I. A. Chubukov, A. Yu. Marova

JSC Klimov, Saint-Petersburg

Features of application of aluminum casting composite on the basis of “Al-BN” system have been considered in this work. As a result of the studies practical recommendations on its application in aviation engine designs of Klimov JSC have been provided.

Composite, vacuum compression impregnation, solid lubrication

Информация об авторах

Живушкин Алексей Алексеевич, ведущий специалист ОАО «Климов». 194100 Санкт-Петербург, ул. Кантемировская, д.11. Тел. (812) 301-90-50. E-mail: klimov@klimov.ru. Область научных интересов: материаловедение в авиадвигателестроении.

Козлова Елена Анатольевна, начальник химической лаборатории ОАО «Климов». 194100 Санкт-Петербург, ул. Кантемировская д.11. Тел. (812) 295-42-94, доб. 139. E-mail: klimov@klimov.ru. Область научных интересов: аналитическая химия.

Чубуков Игорь Александрович, ведущий инженер ОАО «Климов». 194100 Санкт-Петербург, ул. Кантемировская д.11. Тел. (812) 295-42-94, доб. 139. E-mail: klimov@klimov.ru. Область научных интересов: металлургические технологии.

Марова Анастасия Юрьевна, инженер 1 категории ОАО «Климов». 194100 Санкт-Петербург, ул. Кантемировская д.11. Тел. (812) 295-42-94, доб. 139. E-mail: klimov@klimov.ru. Область научных интересов: металлургические исследования материалов.

Zhivushkin Aleksey Alekseevich, Leading specialist of Klimov JSC. 11 Kantemirovskaya, Saint-Petersburg, 194100. Phone (812) 301-90-50. E-mail: klimov@klimov.ru. Area of research: material science.

Kozlova Elena Anatolievna, Head of chemical laboratory of Klimov JSC. 11 Kantemirovskaya, Saint-Petersburg, 194100. Phone (812) 295-42-94, ext. 139. E-mail: klimov@klimov.ru. Area of research: analitican chemistry.

Chubukov Igor Aleksandrovich, Leading engineer of Klimov JSC. 11 Kantemirovskaya, Saint-Petersburg, 194100. Phone (812) 295-42-94, ext. 139. E-mail: klimov@klimov.ru. Area of research: metallurgical technology.

Marova Anastasiya Urievna, Engineer of I rang of Klimov JSC. 11 Kantemirovskaya, Saint-Petersburg, 194100. Phone (812) 295-42-94, ext. 139. E-mail: klimov@klimov.ru. Area of research: metallurgical research of materials.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГТД НА БАЗЕ УНИВЕРСАЛЬНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА МАЛОЙ РАЗМЕРНОСТИ

© 2009 В. А. Рассохин¹, Н. А. Шарова²

¹Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

²Открытое акционерное общество «Климов», г. Санкт-Петербург

Статья посвящена развитию научно-технических основ создания в короткие сроки и с минимальными затратами малоразмерных газотурбинных двигателей различных схем любого назначения. Для этих целей заложена и обоснована концепция проектирования новых двигателей с использованием универсального газогенератора.

Универсальный газогенератор, принципы построения, диапазон применения, иерархическая модель, многоорежимная оптимизация

На сегодняшний день основной задачей при проектировании газотурбинного двигателя (ГТД) является получение низкой стоимости разработки, изготовления и эксплуатационного обслуживания. Поскольку газогенератор двигателя является самым сложным, дорогим и напряженным узлом, его универсализация может значительно снизить стоимость всех вышеперечисленных этапов жизненного цикла ГТД.

Универсальность газогенератора должна быть обусловлена возможностью поставки его без изменения проточной части и профилирования лопаточного аппарата в газотурбинный двигатель летательного аппарата любого типа и назначения. Чтобы определить диапазон применения универсального газогенератора (УГГ) для двигателей малой размерности, применяющихся в силовых установках вертолетов, самолетов местных воздушных линий (МВЛ), в том числе, экранопланов, учебно-тренировочных самолетов (УТС) и другой техники, была создана математическая модель УГГ и универсальная математическая модель малоразмерного ГТД (МГТД), учитывающая все возможные конфигурации двигателей, типы полезной работы, получаемой от двигателя и графики возможных нагрузок.

Для создания математической модели УГГ был проведен анализ существующих МГТД по удельному расходу топлива (рис.1), температуре газа перед турбиной (рис.2), и степени повышения давления (рис.3), определены типоразмеры аналогично

классификации ЦИАМ (табл. 1), границы поколений (табл. 2) и возможность создания УГГ для нескольких типоразмеров (табл. 3).

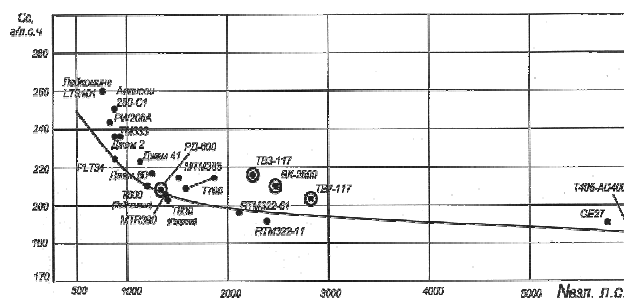


Рис.1. Зависимость удельного расхода топлива от мощности МГТД на взлетном режиме

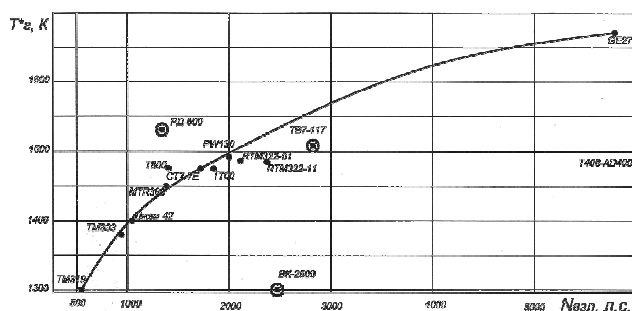


Рис.2. Зависимость температуры газа перед турбиной от мощности МГТД на взлетном режиме

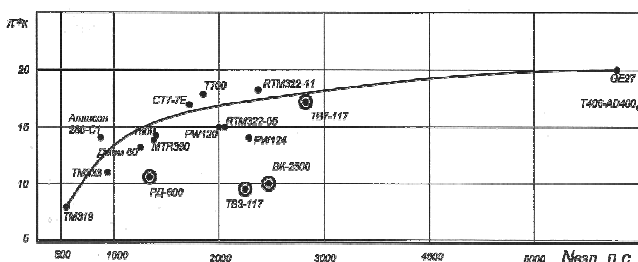


Рис.3. Зависимость степени повышения давления компрессора от мощности МГТД на взлетном режиме

Таблица 1 - Типоразмеры двигателей

Типоразмер	Границы мощности			
	Нижняя		Верхняя	
	л.с.	кВт	л.с.	кВт
1	→		400	295
2	400	295	1000	735
3	1000	735	1500	1100
4	1500	1100	3000	2200
5	3000	2200	6000	4400
6	6000	4400	→	

Рассмотрены возможные тепловые схемы двигателей (рис.4) и определены гранич-

ные условия, исходя из технологических и материаловедческих перспективных возможностей. Так, предельный уровень температуры материала для металлических конструкций был принят 1250°C, для жаропрочных композиционных материалов - 1400°C (материалы класса С-С не рассматривались, так как нет данных о соответствующих защитных покрытиях). Уровень окружных скоростей также зависит от материала, точнее, от его плотности, так как центробежные напряжения прямо пропорциональны удельному весу материала.

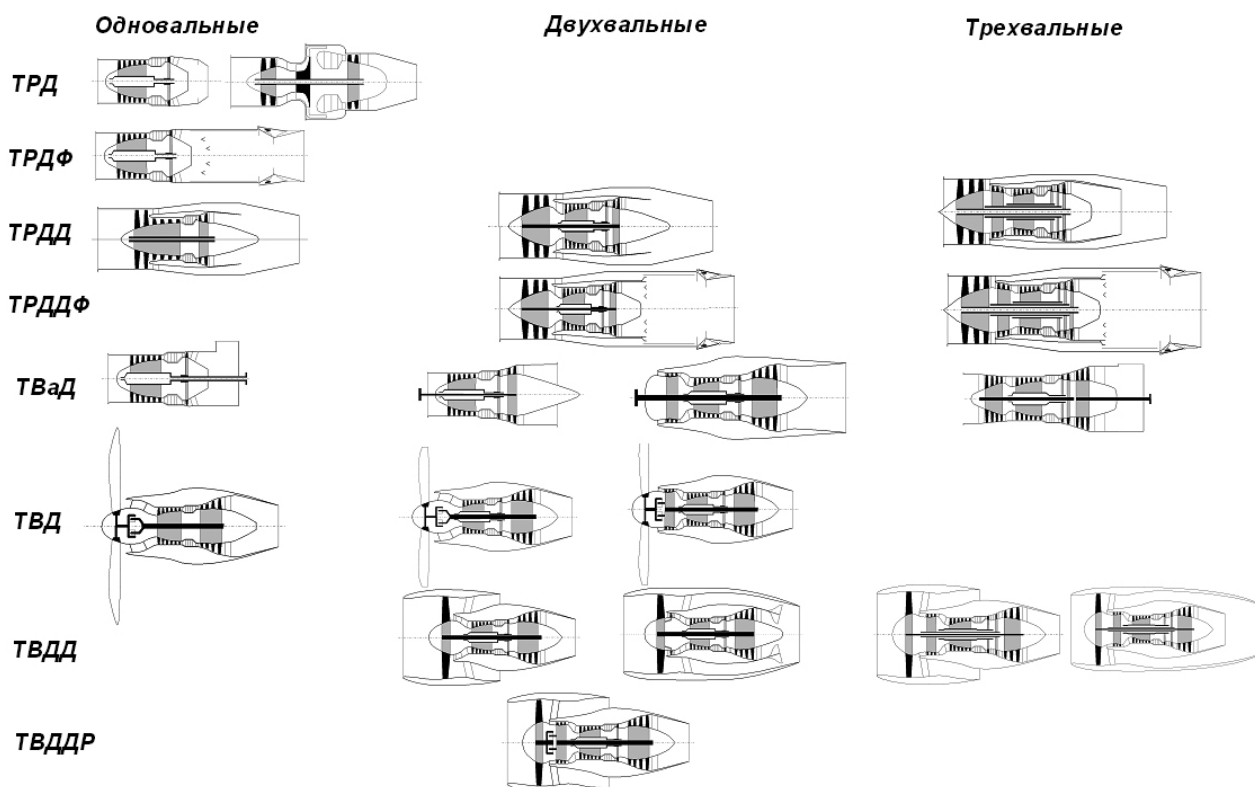


Рис.4. Классификация ГТД

Основные тепловые схемы, принимаемые для проекторочного расчета:

- ТРД;
- ТРДД;
- ТВад и ТВД.

Достаточность такого разделения тепловых схем обусловлена функциональной зависимостью конечного результата от параметров рабочего процесса:

- для ТРД: $R, C_R = f(\pi_k^*, T_3^*)$;
- для ТРДД: $R, C_R = f(\pi_k^*, T_3^*, m)$;
- для ТВад и ТВД: $N_e, C_e = f(\pi_k^*, T_3^*)$.

Инструментом для построения математической модели УГГ и МГТД на его базе

был выбран программный комплекс GasTurb, позволяющий выполнять увязку термодинамических параметров, расчет стендовых режимов, задавать законы регулирования и выполнять расчет высотных точек, корректировать характеристики узлов, получать размеры проточной части в первом приближении. Кроме того, комплекс позволяет оптимизировать рабочие процессы в ГТД и анализировать разброс параметров серии двигателей, что важно при массовом производстве.

При создании математической модели универсального газогенератора было принято условие возможности 10-кратного увеличения мощности для турбовального варианта (с применением дополнительного компрессорного и турбинного блока), т.к. основной областью применения МГТД являются силовые установки вертолетов различного назначения. В расчетной точке было принято значения по расходу воздуха на входе в компрессор газогенератора [3]:

$$\bar{G}_{\text{ВХ.К}} = 3,6 \text{ кг/с.}$$

Принципы построения УГГ сформулированы в [1]. Основные из них:

– обеспечение постоянства приведенного расхода рабочего тела через основные сечения УГГ для каждого типа ГТД:

$$\bar{G}_i = G_i \cdot \frac{P_n}{P_i^*} \cdot \sqrt{\frac{T_i^*}{T_n}};$$

- переразмеривание газогенератора на величину $\leq 10\%$;
- выбор оптимальной конструкции;
- выбор оптимального управления рабочим процессом;
- применение перспективных материалов;
- возможность применения в двигателях ЛА различного назначения.

Выбор рабочей точки осуществлялся классическим методом. Поскольку газогенератор любого двигателя представляет собой одновальный ТРД – первоначально был увязан именно этот тип двигателя. Для получения тяги 2,5 кН (255 кгс) (примерно соответствующей 735 кВт (1000 л.с.) мощности) была выбрана точка: $T_3^* = 1250\text{K}$, $\pi_K^* = 7$. Удельный расход топлива при этом – $C_R = 27,5 \text{ г/кН}\cdot\text{с}$ ($0,97 \text{ кг/кгс}\cdot\text{ч}$) (рис.5).

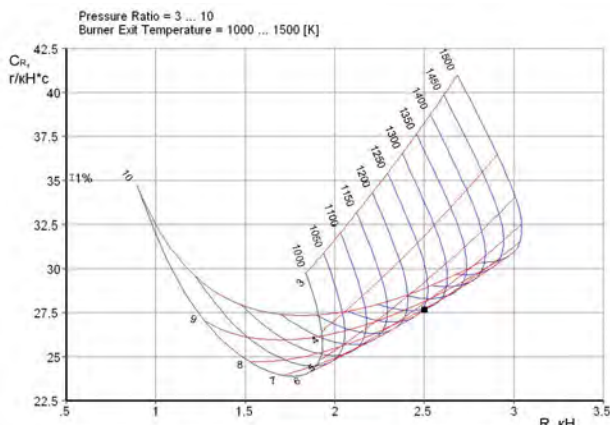


Рис.5. Выбор рабочей точки ТРД

При расчете турбовального двигателя (ТВаД), содержащего этот газогенератор, выбранная точка попала в минимум C_e для взятого сочетания температуры и степени повышения давления (рис.6).

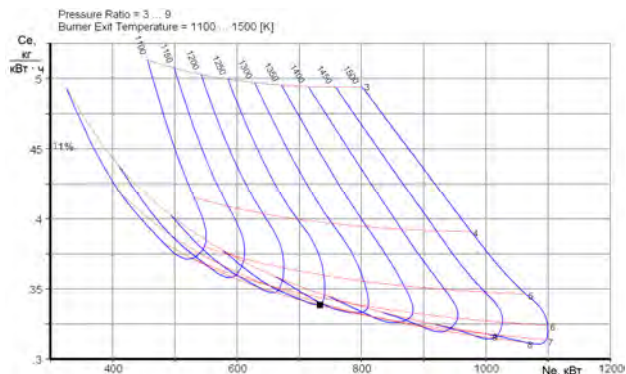


Рис.6. Положение рабочей точки для ТВаД

Проведенные расчеты (табл. 3), определили диапазон мощностей, охватываемый универсальным газогенератором.

Таблица 3 - Оценка диапазона мощностей, охватываемых универсальным газогенератором

Вариант 1

Параметр \ N, л.с.	1000	3000	6000	10000
$\bar{G}_{\text{ВХ}}$, кг/с	3,6	5,9	8,8	12
$\pi_{\text{В}}^*$	1	1,88	3	4,3
$\pi_{\text{К}}^*$	7	6,95	6,906	6,87
T_3^* , К	1250	1650	1870	2000
$U_{\text{РКпер}}$, м/с	530	600	640	670

Вариант 2

Параметр \ N, л.с.	600	1000	3000	6000
$\bar{G}_{\text{ВХ}}$, кг/с	3,6	4	7,9	11,7
$\pi_{\text{В}}^*$	1	1,2	2,62	4,17
$\pi_{\text{К}}^*$	7	6,98	6,92	6,87
T_3^* , К	1100	1270	1450	1650
$U_{\text{РКпер}}$, м/с	530	560	615	660

Вариант 3

Параметр \ N, л.с.	1000	3000	6000	10000
$\bar{G}_{\text{ВХ}}$, кг/с	4	6,8	10	13,6
$\pi_{\text{В}}^*$	1	1,965	3,1	4,435
$\pi_{\text{К}}^*$	7	6,954	6,911	6,873
T_3^* , К	1200	1540	1750	1915
$U_{\text{РКпер}}$, м/с	520	595	635	670

Из сравнения полученных данных можно сделать следующие выводы:

- Наиболее благоприятный температурный режим имеет вариант 2, однако этот дви-

гатель при меньшей заложенной мощности будет иметь большие габариты и вес.

- При сохранении размерности с точки зрения температуры газа, более благоприятным является вариант 3 (температура в горле соплового аппарата на $\sim 85^\circ$ ниже, чем у варианта 1).

Современные жаропрочные интерметаллидные монокристаллические материалы на основе алюминида никеля (Ni_3Al) типа ВКНА-4У – для лопаток соплового аппарата турбины и ВКНА-25 – для рабочих лопаток имеют рабочую температуру 1150°C с кратковременными забросами до 1250°C , что эквивалентно температуре потока $1420\ldots 1520\text{K}$. При условии применения эффективной системы охлаждения, технологически осуществимой для двигателей малой размерности, можно увеличить температуру потока до $1620\ldots 1720\text{K}$. Современные теплозащитные покрытия на основе модифицированной керамической системы: $\text{ZrO}_2\text{--Y}_2\text{O}_3\text{--Nd}_2\text{O}_3$ (Gd_2O_3 , Sm_2O_3) – Yb_2O_3 (Sc_2O_3), со структурой теплозащитного слоя «столбчатая – зигзагообразная – послойная» способны «снять» до 220° на 100 мкм толщины слоя. Применение таких покрытий совместно с интенсивным охлаждением делает реальным создание универсального газогенератора по 3-му варианту. Кроме того, интенсивные научно-исследовательские работы ВИАМа в области композиционных материалов, дают право надеяться на появление более жаропрочных материалов, способных надежно работать и в газогенераторе по 1-му варианту.

Разработана иерархическая модель универсального газогенератора и комплекс многорежимной оптимизации (МО) мало-размерных ГТД [2].

Системный подход к проектированию МГТД различных типов требует выделить газогенератор в самостоятельный объект оптимизации (нижний иерархический уровень многорежимной оптимизации МГТД). При решении задач многорежимной оптимизации был определен состав параметров, которыми математическая модель УГГ обменивается с внешней моделью МО МГТД и моделями, входящими в состав общей модели МГТД (рис.7).

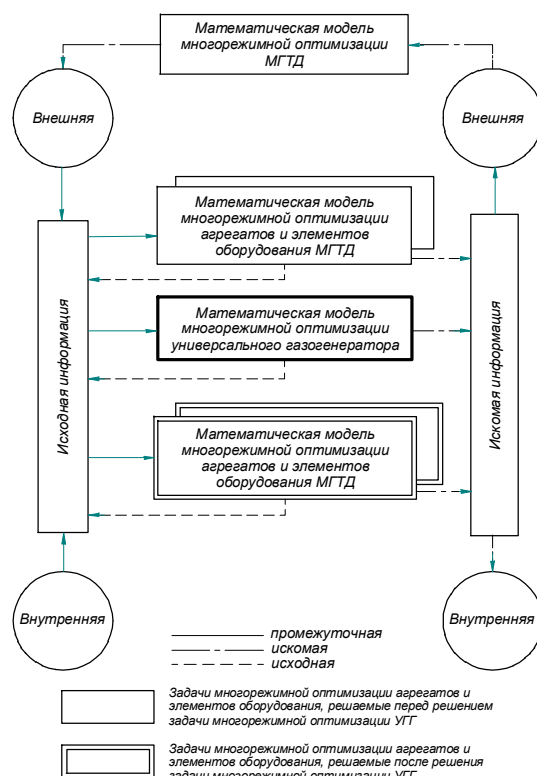


Рис.7. Принципиальная схема потоков информации при многорежимной оптимизации универсального газогенератора в составе МГТД

Функционирование каждой математической модели осуществляется следующим образом. Из блока Б (верхний иерархический уровень) внешняя исходная информация поступает в соответствующие блоки 1...5 математических моделей элементов МГТД (рис.8).

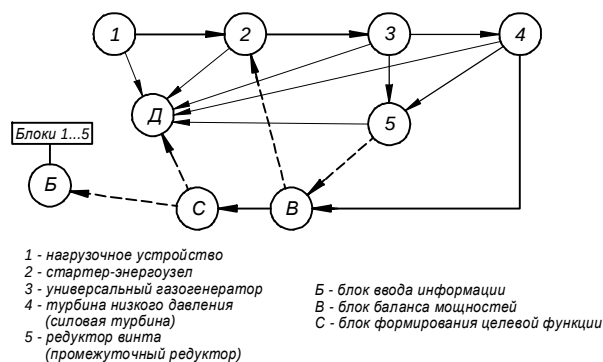


Рис.8. Формализованная структурная схема много-режимной оптимизации МГТД с универсальным газогенератором для вычислительного процесса

Внешняя исходная информация включает в себя график нагрузок и тип движителя (турбина низкого давления (силовая), сопло), газодинамические и конструктивные характеристики, а также банки данных элементов

газогенератора, схемы регулирования, термодинамические характеристики рабочего тела, топлива, ограничения и т.д.

В результате многорежимной оптимизации каждого элемента схемы формируются:

- внутренняя искомая информация (массогабаритные и геометрические характеристики, характеристики регулирующих органов в зависимости от графика нагрузок, показатели эффективности на каждом из заданных режимов), которая аккумулируется в блоке Д сбора внутренней искомой информации;
- внешняя искомая информация (вырабатываемая или потребляемая мощность, потери мощности, расход топлива) передается в блок С для формирования целевой функции и блок В баланса мощностей.

Реализация структуры математической модели многорежимной оптимизации газогенератора осуществляется в формировании промежуточной внутренней информации каждого элемента схемы и передачи этой информации в виде промежуточной внешней информации к последующему элементу схемы, начиная с движителя.

К промежуточной информации относятся мощности, частоты вращения и параметры рабочего процесса каждого элемента на i -м режиме.

Структура блока 3 многорежимной оптимизации газогенератора позволяет определить конфигурацию, параметры и кинематическую схему, исходя из обеспечения минимального количества подведенного тепла и с соблюдением равенства приведенных расходов по основным сечениям газогенератора при изменении параметров нагрузки.

Блок В баланса мощностей обеспечивает соблюдение уравнения:

$$N_T^{\text{эфф}} - N_K - N_D - N_{\text{смэ}} = \Delta N_i,$$

где на i -м режиме

$N_T^{\text{эфф}}$ – эффективная мощность турбины;

$$N_T^{\text{эфф}} = G_c \cdot H_0,$$

$N_K, N_D, N_{\text{смэ}}$ – мощности, подведенные соответственно к компрессору, движителю и стартеру-энергоузлу (в режиме энергоузла)

При необеспечении условия $\frac{\Delta N_i}{N_{\text{эфф}}} \leq \varepsilon_N$, организуется цикл итераций.

Целевая функция многорежимной оптимизации универсального газогенератора формируется в блоке С [2]:

$$A_{22} = \frac{\sum_{i=1}^n \left[\left(N_T^{\text{эфф}} - N_K - \Delta N_D - N_{\text{смэ}} \right) \Delta t_i \right]}{H_u \sum (G_m \cdot \Delta t)_i \cdot \eta_{m_i}},$$

где на i -м режиме:

ΔN_D – потери мощности в движителе;

G_m – массовый расход топлива;

Δt – продолжительность работы на режиме;

H_u – низшая теплотворная способность топлива.

Итерационный процесс МО осуществляется изменением частоты вращения ротора и параметров рабочего тела на каждом режиме.

Описание функционирования элементов, образующих МГТД (структурная схема – рис.8), на установившемся режиме осуществляется следующей системой алгебраических уравнений:

$$g_1(x_1, x_2, \dots) = 0$$

$$g_2(x_1, x_2, x_3, \dots) = 0$$

$$g_3(x_2, x_3, \dots, x_5) = 0$$

$$g_4(x_3, x_4, \dots) = 0$$

$$g_5(x_1, \dots, x_4, x_5) = 0$$

или в векторной форме: $G(x) = 0$

Здесь $x_1 \in R^{n_1}$, $x_2 \in R^{n_2}$, $x_3 \in R^{n_3}$, $x_4 \in R^{n_4}$, $x_5 \in R^{n_5}$ – векторы, компонентами которых являются параметры и физические величины, характеризующие соответственно поведение движителя (1), стартера-энергоузла (2), газогенератора (3), турбины низкого давления или силовой турбины (4), редуктора винта или промежуточного редуктора (5) (соответствие компонент каждого вектора x_i параметрам P_i и физическим величинам Y_i i -го элемента газогенератора определено в программе).

Оптимизация параметров и режимов работы газогенератора осуществляется в многоэтапном вычислительном процессе, заданном уравнениями математической модели двигателя и глобальной целью оптимизации системы:

$$J_{\text{глоб}} = \frac{N_{\text{расч}}}{G_m} = \frac{\sum_{s=1}^S [x_{3N}^s - x_{4N}^s - x_{5N}^s - x_{1\Delta N}^s - x_{2\Delta N}^s] \Delta t^s}{\sum_{s=1}^S (G_m \cdot \Delta t^s)} \rightarrow \max,$$

где x_{3N} – эффективная мощность, развиваемая газогенератором;

$X_{1\Delta N}$, $X_{2\Delta N}$ – потери мощности в нагрузочном устройстве и стартере-энергоузле;

X_{4N} , X_{5N} – мощность ТНД и редуктора.

Из вида глобальной цели следуют локальные цели последовательной оптимизации газогенератора, состоящие в уменьшении затрат и потерь мощности в каждом узле, составляющем двигатель:

$$J_i = \Delta N_i \rightarrow \min, i = 1 \dots 2,$$

$$J_j = N_j \rightarrow \min, j = 4 \dots 5,$$

Δt^s – длительность временного интервала, определяющего работу УГГ в s-режиме работы.

Последовательность оптимизации элементов (функциональных узлов) двигателя определяется алгоритмом, приведенным на рис.8.

Последовательность режимов работы определяется типовыми графиками нагрузок ГТД - полетными циклами.

Для каждого типа ЛА существуют типовые полетные циклы, включающие весь спектр режимов – от запуска до максимального, расположенные в должном порядке, согласно которым проводятся стендовые испытания ГТД. Типовые полетные циклы основаны на режимах, определенных техническим заданием на двигатель.

Основные режимы работы двигателя в составе летательного аппарата:

- взлетный – обязателен для любого двигателя, однако имеет ограничение по наработке за ресурс;
- максимальный продолжительный – также обязателен и не имеет ограничений в пределах ресурса;
- крейсерский – иногда различают максимальный крейсерский и крейсерский – по требованиям ТЗ. Также не имеет ограничений в пределах ресурса;
- земной малый газ – в пределах ресурса не ограничен.

Кроме основных режимов работы для двухдвигательных силовых установок существуют чрезвычайные режимы работы, определяемые для случая отказа одного из двигателей с заданием допустимого времени непрерывной работы. Летательный аппарат с одним двигателем должен иметь способность закончить полет, либо взлететь, долететь до базы и приземлиться. Время, которое эксплуатируется двигатель в этих «чрезвы-

чайных» режимах достаточно жестко ограничивается с точки зрения прочности деталей роторной части и статорной «горячей» части и определяется в процентном отношении от ресурса. Полный полетный цикл, выполненный на одном двигателе, влечет за собой сьем этого двигателя с эксплуатации. Из всех вышеперечисленных циклов складывается обобщенный полетный цикл, внутри которого распределяется время наработки двигателя на каждом режиме за ресурс.

При анализе полетных циклов малоразмерных ГТД можно увидеть, что наибольшим количеством режимов обладают вертолетные ГТД, однако высотность применения их ограничивается в большинстве случаев 6000 м. Следующими по высотности идут турбовинтовые двигатели для самолетов МВЛ – около 7500 м, далее – ТРДД для БМС – 11000 м и, наконец, двигатели для различного рода мишеней и УТС – до 17...20 км.

Проектирование ГТД на базе УГГ малой размерности осуществляется методом подстановки в математическую модель ГТД математической модели газогенератора со всеми его характеристиками и регулирования параметров рабочего процесса по рабочей линии характеристики каждого узла.

Библиографический список

1. Рассохин, В.А. Принципы построения универсального газогенератора для малоразмерных газотурбинных двигателей / В.А. Рассохин, Н.А. Шарова // Матер. Всерос. Межвуз. Науч.-техн. конф. студентов и аспирантов. 26.09-1.12.07. Ч. II, - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 180 с.
2. Шарова, Н.А. Многорежимная оптимизация универсального газогенератора для малоразмерных газотурбинных двигателей / Н.А. Шарова // сб. Наука и технология: секция 2: Аэрогидродинамика и тепломассобмен. - Екатеринбург: УрОРАН, 2008. – С. 44-48. – 94 с.
3. Шарова, Н.А. Научные аспекты создания универсального газогенератора для малоразмерных газотурбинных двигателей / Н.А. Шарова // XIII Всерос. межвуз. науч.-техн. конф. «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели»: сб. тез.

докл. – М.: Печатный салон «СПРИНТ», 2008. – С. 26-27.

References

1. V.A. Rassokhin, N.A. Sharova. Design principles of the universal gas generator for the small-sized engines. Materials of All-Russian interuniversity scientific and technical conference of students and postgraduate students. 26.09–1.12.07. part II, Saint-Petersburg. Polytechnic University, 2008, p 97, p 180.

2. N.A. Sharova. "Multimode optimization of the universal gas generator for the small-

sized gas turbine engines". "Science and technology" collected articles, section 2: "Aerohydrodynamics and heat-mass exchange". Yekaterinburg, UrORAN, 2008, p. 44-48, p. 94.

3. N.A. Sharova "Scientific aspects of the universal gas generator for the small-sized engines". The XIIIth "Gas turbine and combined power plants and engines" all-Russian interuniversity scientific and technical conference, Collected abstracts. Moscow, Sprint, 2008, p. 26-27.

DESIGNING GTE ON THE BASIS OF VERSATILE GAS GENERATOR SMALL DIMENSION

© 2009 V. A. Rassokhin¹, N. A. Sharova²

¹Saint-Petersburg State Polytechnic University

²Joint Stock Company «Klimov», Saint-Petersburg

The report is devoted to development of scientific and technical bases of small-sized gas turbine engines of various schemes and any application in short terms and at minimum expenses. For these purposes a concept for designing of new engines has been developed and substantiated using the versatile gas generator.

Versatile (universal) gas generator, concept of building, range, hierarchical model, multimode optimization

Информация об авторах

Рассохин Виктор Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Турбинные двигатели и установки» энергомашиностроительного факультета Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. Тел. (812) 552-65-66. E-mail: turbo@mebil.stu.neva.ru. Область научных интересов: разработка и испытания газовых турбин.

Шарова Наталья Анатольевна, заочный аспирант кафедры «Турбинные двигатели и установки» энергомашиностроительного факультета Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, инженер-конструктор 2 категории ОАО «Климов». 194100, Санкт-Петербург, ул. Кантемировская, д.11. Тел (812) 295-01-01 доб. 1-63. E-mail: klimov@klimov.ru, nash.70@mail.ru. Область научных интересов: проектирование ГТД.

Rassokhin Viktor Alexandrovich, doctor of engineering science, professor, head of the turbine engines and power plants department of the machine building faculty of Saint-Petersburg state polytechnic university. Phone: (812) 552-65-66. E-mail: turbo@mebil.stu.neva.ru. Area of research: development and testing of gas turbines.

Sharova Natalya Anatolyevna, correspondence postgraduate student of the turbine engines and power plants department of the machine building faculty of Saint-Petersburg state polytechnic university, designer of Joint Stock Company «Klimov». 11 Kantemirovskaya, Saint-Petersburg, 194100. Phone: (812) 295-01-01, ext. 163. E-mail: klimov@klimov.ru, nash.70@mail.ru. Area of research: development of gas turbine engines.

УДК 621.452.3

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ НОВЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ АВИАЦИОННЫХ ГТД

© 2009 Н. А. Шарова, Е. А. Тихомирова, А. Л. Барабаш, А. А. Живушкин, В. Э. Брауэр

ОАО «Климов», г. Санкт-Петербург

Рассмотрены новые никелевые лопаточные материалы для деталей перспективных газотурбинных двигателей. Показано, что дисковые материалы с повышенными прочностными характеристиками и лопаточными экономно легированными сплавами с небольшим удельным весом отвечают требованиям по ресурсу и надёжности перспективных ГТД.

Высокотемпературные никелевые сплавы, монокристаллические сплавы, транспирационная система охлаждения, экономнолегированные жаропрочные сплавы

Современные тенденции развития авиационного газотурбинного двигателестроения и связанные с ними решения проблем повышения тяги (мощности) и снижения массы двигателей неразрывно связаны с вопросами повышения параметров рабочего процесса: температуры газа на входе в турбину и давления по тракту в связи с увеличением степени повышения давления компрессора, а также увеличения окружных скоростей. Особенно актуальны вопросы повышения температуры газа для малоразмерных двигателей. В связи с этим возникают проблемы обеспечения работоспособности конструкционных материалов в условиях высоких температур, напряжений и агрессивной среды.

Применение новых материалов взаимосвязано с обозначенными вопросами. Использование новых жаропрочных и жаростойких материалов при изготовлении деталей и узлов турбины крайне важно при решении этих проблем.

Модернизация существующих двигателей, связанная с изменением газодинамических параметров, а также разработка новых двигателей формируют требования к новым жаропрочным и жаростойким материалам.

Основными требованиями к новым турбинным материалам для ГТД остаются:

- предсказуемость поведения при высоких температурах и уровнях нагрузки;
- высокие жаропрочность и жаростойкость;
- низкая плотность;
- низкая стоимость.

Целью работы является поиск дополнительных требований и анализ соответствия

перспективных материалов термодинамическим и прочностным «запросам» двигателей с высокими параметрами различной размерности.

В авиационной промышленности предпочтение всегда будет отдаваться материалам с наименьшим удельным весом (плотностью). Из ряда разработанных и применяемых сплавов на никелевой основе к таким материалам относятся интерметаллидные жаростойкие и «классические» жаропрочные никелевые сплавы с удельным весом $\gamma \sim 8,1 \text{ г/см}^3$.

Следующим этапом развития будет, безусловно, применение никелевых жаропрочных эвтектических и интерметаллидных сплавов. На данном этапе их применение сдерживается решением конструктивных вопросов охлаждения узла в целом. Применение эвтектических и интерметаллидных сплавов возможно лишь для неохлаждаемых лопаток ТВД из-за сравнительно худших показателей термоусталостной стойкости этих материалов по сравнению с «классическими» жаропрочными никелевыми сплавами.

На сегодняшний день для изготовления монокристаллических лопаток турбины высокого давления (ТВД) применяются, несмотря на их высокий удельный вес и цену, обусловленные высоким содержанием таких элементов как тантал (Ta), вольфрам (W), рений (Re) и рутений (Ru), в основном высокотемпературные никелевые суперсплавы.

Существенным недостатком этих суперсплавов является то обстоятельство, что они являются предельнолегированными и склонными к охрупчиванию в процессе дли-

тельного старения ввиду образования сложносоставных ТПУ фаз.

Применение таких «тяжелых» и «температурных» суперсплавов для лопаток ТВД приводит к значительному увеличению веса лопаток, что влечет за собой усиление несущего диска, сопровождаемое увеличением веса всей конструкции.

Использование новых дисковых материалов для применения новых «тяжелых» лопаточных суперсплавов в конструкции узла «диск-лопатки» также не даст существенных выигрышей по коэффициентам запаса прочности.

Таким образом, для перспективных авиационных двигателей на сегодняшний день остается единственный вариант, который удовлетворяет требованиям ресурса и надежности для узла «диск-лопатки» - использование в качестве материала лопаток новых дисковых материалов с повышенными характеристиками наряду с использованием классических жаропрочных Ni – сплавов с малым ($\leq 8,1 \text{ г/см}^3$) удельным весом. Вопросы жаростойкости и теплостойкости при этом ложатся, главным образом, на защитные покрытия.

Интересно обстоятельство, что созданная и опробованная система транспирационного охлаждения лопаток может быть широко востребована при использовании новых «легких» жаропрочных суперсплавов с высоким сопротивлением малоцикловой (термической) усталости и гарантирующих высокий выход годных деталей даже при обычном равноосном литье.

Попробуем оценить актуальность применения новых жаропрочных и жаростойких никелевых сплавов с учетом вышесказанного и с использованием конкретных примеров.

С учетом последних достижений в области материаловедения следует сказать, что для изготовления рабочих лопаток ТВД используются суперсплавы EPM16 (дальнейшее развитие этого сплава - EPM102 [4]) и CMSX-10. Так, например фирма Pratt&Whitney для изготовления РЛ турбин двигателей GP7000, устанавливаемых на самолетах A380, планирует применять суперсплав EPM102, а для двигателей F119- P&W100 - суперсплав CMSX-10.

Альтернативой зарубежным сплавам EPM102 и CMSX-10 в России явилось создание сплавов ФГУП ГНЦ «ВИАМ» – ВЖМ1 и ВЖМ4, которые имеют температурный уровень работоспособности на 50...60°C выше, чем у традиционно легированных монокристаллических ЖНС первого и второго поколений ЖС40, ЖС36 и ЖС32 и не уступают зарубежным по свойствам (см. табл. 1 [5]).

Таблица 1 - Длительная прочность монокристаллов с ориентацией <001> из жаропрочных никелевых рений – рутений - содержащих сплавов по данным [5]

Сплав	Т, °C	σ_{100}	σ_{500}	σ_{1000}
		МПа		
ВЖМ1 (9% Re)	900	585	490	450
	1000	330	250	215
	1100	165	115	95
ВЖМ4 (6% Re, 4% Ru)	900	575	450	410
	1000	305	225	200
	1100	170	130	120
CMSX-10 (6% Re)	900	530	430	400
	1000	290	215	185
	1100	150	-	-
EPM-102 (6% Re, 3% Ru)	900	-	420	385
	1000	325	235	200
	1100	145	-	-

Если говорить о современных тенденциях развития дисковых материалов из Ni-сплавов, то за рубежом они направлены на обеспечение высоких характеристик надежности [1]. Так, например, сплав Rene' 88DT является более разупрочненной, но более надежной модификацией сплава Rene' 95.

Другим эволюционным шагом в развитии дисковых сплавов стало создание нового никелевого сплава Rene' 104 [2], который при достигнутом уровне прочностных свойств обладает улучшенной жаростойкостью и коррозионной стойкостью по сравнению с Rene' 88DT. Высокие механические свойства сплава Rene' 104, $\sigma_{0,2}^{650} = 1140 \text{ МПа}$, благоприятная микроструктура и текстура в готовых деталях [3] дают основание для принятия решений фирмой GE-Aviation на широкое использование этого сплава.

Среди последних разработок ОАО «ВИЛС» из отечественных материалов, ана-

логичных Rene' 104, и не уступающих ему по свойствам, является сплав ВВ750П [1].

Интересно, что отличными путями разные авторы пришли к одному и тому же техническому решению.

В отличие от зарубежных авторов, которые шли по пути обеспечения надежности в ущерб прочностным свойствам, в России стояла задача: не увеличивая доступного уровня легирования (64% γ' - фазы), повысить проч-

ностные характеристики, сохранив высокую жаропрочность и надежность.

Отправной точкой для совершенствования является при этом сплав ЭП975П ($\sigma_{100}^{750} = 740$ МПа); при разработке сплава за основу была взята композиция серийного универсального гранулируемого сплава ЭП741НП. Сравнительные механические свойства сплавов ВВ750П и ЭП741НП показаны на рис.1 (по данным [1]).

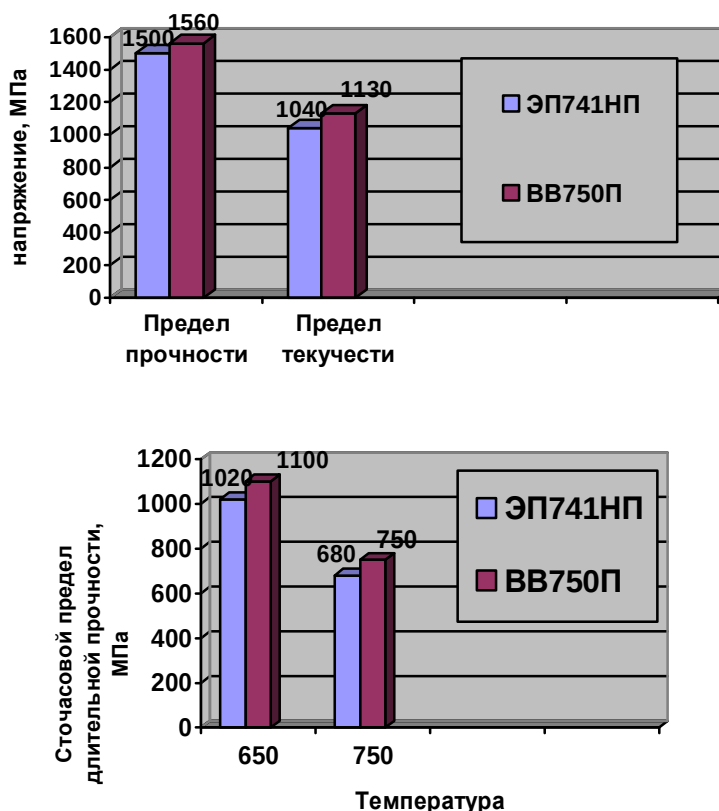


Рис. 1. Сравнительные механические свойства сплавов ВВ750П и ЭП741НП

Монокристаллические лопатки из сплавов ВЖМ-1 и ВЖМ-4 могут успешно использоваться в узле «лопатки - диск» ТВД наряду с диском из Ni- сплава ВВ750П применительно, например, к модификациям таких двигателей как РДЗЗ и АЛЗ1Ф; значения коэффициентов запаса прочности для конструкции при этом сохраняются, а температурный уровень работоспособности, особенно в сочетании с покрытиями, увеличивается более, чем на 50°C.

При кардинальном изменении системы и схемы охлаждения узла «лопатка-диск» возможно за счет новых материалов существенно изменить конструкцию узла в целом; используя прочностные преимущества дискового материала (например, ВВ750П) мож-

но конструктивно облегчить диск, а для обеспечения надежности укомплектовать этот диск «легкими» охлаждаемыми лопатками из жаропрочного сплава с малым удельным весом.

Причем это касается как узла «диск-лопатка» ТВД, так и схожего узла турбины низкого давления (ТНД).

Идея привлекательна тем, что можно унифицировать применение жаропрочных материалов; лопатки ТВД и ТНД выполняются из одинакового материала.

В качестве такого «легкого» лопаточного материала может быть выбран, например, сплав CMSX-6 [6], или его последующая модификация с использованием рения – сплав LEK94 [7, 8 и 9].

Следует заметить, что аналогичных отечественных классических «легких» жаропрочных никелевых суперсплавов для получения монокристаллических лопаток в настоящее время нет.

Сплавы имеют характеристики длительной прочности, сопоставимые со сплавом ЖС32 - $\sigma_{620}^{870} = 35 \text{ кгс/мм}^2$, при меньшем удельном весе по сравнению с ЖС32 и другими часто используемыми жаропрочными сплавами (см. табл. 2). Сплав LEK94 содержит также минимальное, с точки зрения обеспечения высокого уровня свойств, количество легирующих элементов, таких как W, Ta, Re, что крайне привлекательно с инновационных позиций использования данного материала.

Анализируя данные табл. 2, можно предположить, что выигрыш в весе лопаток до 5% может существенно сказаться на увеличении К.П.Д. и тяги АД на такую же величину.

Таблица 2 - Плотность некоторых жаропрочных Ni-суперсплавов

Сплав	Плотность, г/см ³
ЖС6У	8,4
ЖС26	8,567
ЖС32	8,76
CMSX-6	7,98
LEK94	8,2

В настоящее время основное внимание конструкторов современных ТВД уделено проектированию монокристаллических рабочих лопаток из высокожаропрочных никелевых сплавов с высокоэффективным «проникающим» охлаждением. Монокристаллические лопатки обладают существенной анизотропией характеристик основных механических свойств, обусловленной кристаллографической анизотропией материала лопатки [10,11]. На рис. 2 и рис. 3 на примере сплава ЖС32МОНО показаны особенности изменения свойств по данным [10].

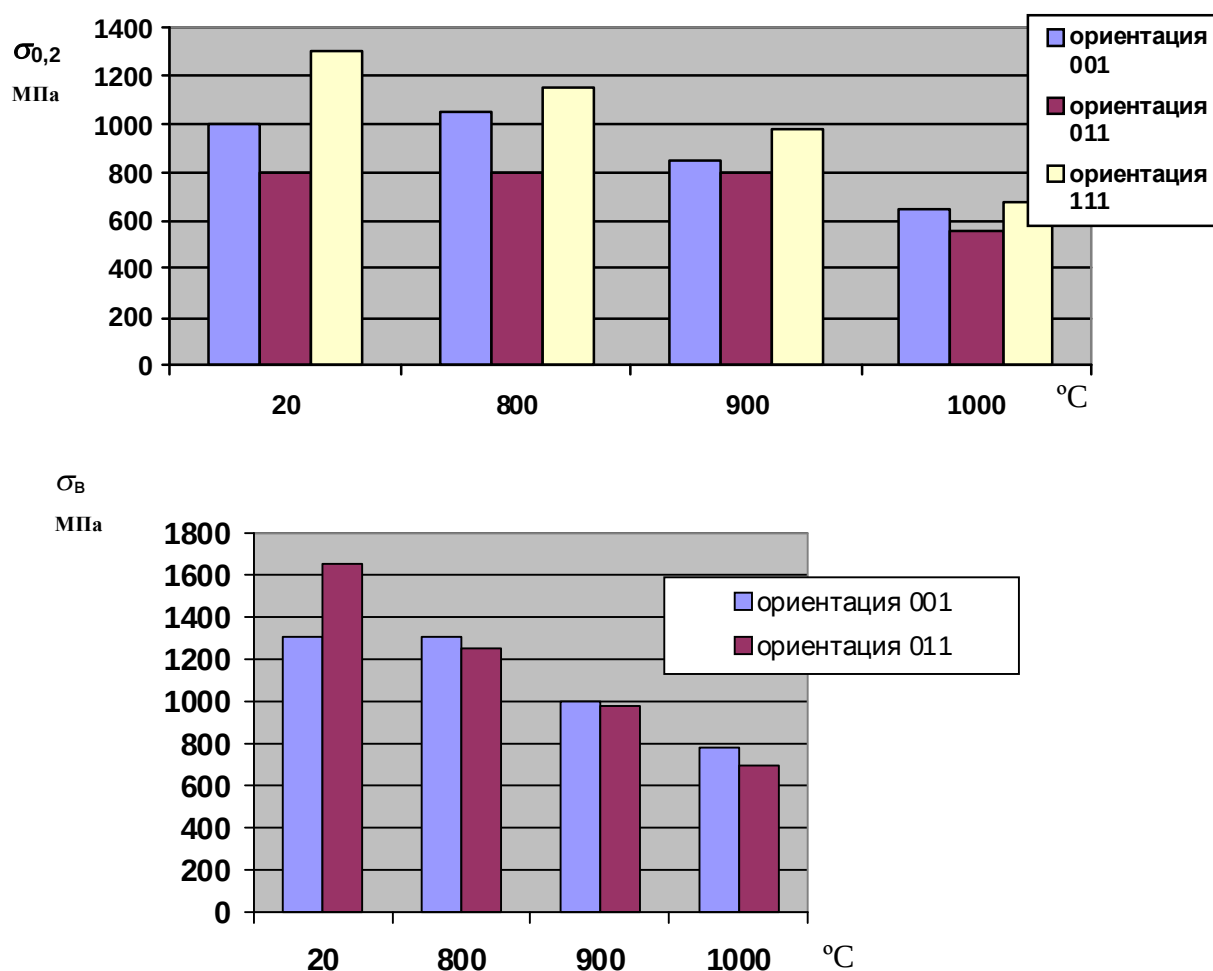


Рис. 2. Зависимость предела текучести $\sigma_{0,2}$ и предела прочности σ_B сплава ЖС32 МОНО от температуры и кристаллографической ориентации

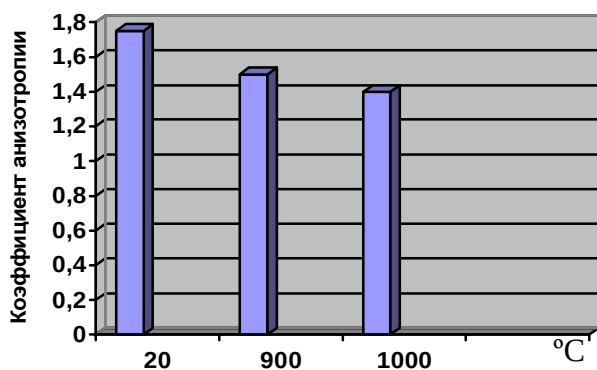


Рис. 3. Зависимость коэффициента кристаллографической анизотропии предела $K_{N}^{<111>} = \frac{Y^{<111>}}{Y^{<001>}}$ сплава ЖС32 МОНО от температуры на базе 2×10^7

Анизотропия свойств – главный недостаток лопаток из монокристаллических суперсплавов с точки зрения предсказуемости поведения материала при высоких температурах и уровнях нагрузки.

Поскольку рабочие лопатки (РЛ) ТВД, как зарубежных, так и отечественных двигателей, обычно проектируются с учетом параметров «red line» (т.е. предельно возможных в эксплуатации значений температуры газа перед турбиной), то наиболее перспективным, на наш взгляд, было бы иметь транспирационную систему охлаждения лопатки.

С точки зрения транспирационной системы охлаждения РЛ востребованы будут сплавы с наименьшей анизотропией свойств при направленном литье и с возможностью получения качественного равноосного литья. Причем, крайне желательно иметь сплав, который по своим совокупным свойствам был бы достойным последователем такого, например, сплава как ЖС 6 (ЖС 6К), но обладающим более высокой жаропрочностью и жаростойкостью благодаря более высокому уровню легирования.

При введении РЛ с транспирационным охлаждением существенно облегчится конструкция узла «диск-лопатка» в целом, в том числе и благодаря изменению (облегчению) конструкции охлаждения несущего диска; при «легких» лопатках и более «прочном» диске, что достигается применением новых материалов, о котором говорилось выше, есть надежда на увеличение надежности и ресурса узла перспективного авиационного ГТД.

Турбина перспективного отечественного авиационного двигателя может быть дополнительно облегчена при использовании жаростойких композиционных никелевых интерметаллидных сплавов типа ВКНА с плотностью менее $8,0 \text{ г/см}^3$: ВКНА-4 с $7,84 \text{ г/см}^3$, ВКНА-1В с $7,938 \text{ г/см}^3$ и ВКНА-4У с плотностью $7,91 \text{ г/см}^3$ [12].

В настоящее время сплавы ВКНА-4 и ВКНА-4У успешно опробованы при изготовлении цельнолитых сопловых аппаратов малоразмерных ГТД диаметром 300 мм [12] и литых пакетов сопловых аппаратов крупногабаритных ГТД соответственно.

Многолетний опыт внедрения и применения новых никелевых сплавов на ОАО «Климов» для различных деталей ТВД и ТНД – дисков, лопаток и сопловых аппаратов, позволяет предположить экономическую эффективность от внедрения новых конструкторских решений с применением новых экономнолегированных высокожаропрочных и жаростойких материалов на никелевой основе с одной стороны, и нецелесообразность внедрения новых материалов без кардинального изменения конструкции двигателя (т.е. исключительно за счет модернизации имеющихся авиационных двигателей) с другой.

Тенденция повышения эффективности двигателя, связанная с повышением максимальной температуры газа перед турбиной сохранится, но основные инновационные тенденции будут направлены на поиск и внедрение принципиально новых конструкторских решений, основанных на применении новых материалов, основными среди которых останутся сплавы на никелевой основе.

Библиографический список

1. Гарибов, Г.С. Крупногабаритные диски из гранул нового высокожаропрочного сплава ВВ750П для перспективных ГТД / Г.С. Гарибов [и др.] – Технология легких сплавов, №1, 2008. - С.31-36.
2. NASA/CR – 2005 – 213974.
3. Gayda J., Kantzos P. Burst Testing and Analysis of Superalloy Disks with a Dual Grain Microstructure. – NASA/TM-2006-214462.
4. Walson S., Cetel A., Mackay R., Hara O., Duhl D., Dreshfield R. Joint Development of a

Fourth Generation single Crystal Superalloy. NASA TM – 2004-213062.

5. Каблов, Е.Н. Литейные жаропрочные никелевые сплавы для перспективных авиационных ГТД / Е.Н. Каблов, Н.В. Петрушин, И.Л. Светлов, И.М. Демонис. – Технология легких сплавов, №2, 2007. - С.6-16.

6. Патент США №4 721 540 от 26.01.1988.

7. Патент Германии №10100790C2 от 03.07.2003.

8. Заявка США №2002/0182100A1 от 5.12.2002 на заявку DE 10100790.6-24 от 10.01.2001.

9. Патент США №6 936 116 B2 от 30.08.2005.

10. Ножницкий, Ю.А. Обеспечение прочностной надежности монокристаллических рабочих лопаток высокотемпературных турбин перспективных ГТД / Ю.А. Ножницкий, Е.Р. Голубовский // Тр. Междунар. науч. конф. «Научные идеи академика С. Т. Кишкина и современное материаловедение», 25-26 апреля 2006. – М.: ВИАМ, 2006. - С. 65-71.

11. Ножницкий, Ю.А. Монокристаллические рабочие лопатки высокотемпературных турбин перспективных ГТД / Ю.А. Ножницкий, Е.Р. Голубовский. - Авиационная космическая техника и технология, 2006. - №9 [35]. - С. 117-125.

12. Каблов, Е.Н. Конструкционные жаропрочные материалы на основе соединения Ni_3Al для деталей горячего тракта ГТД / Е.Н. Каблов, В.П. Бунтушкин, О.А. Базылева. - Технология легких сплавов, №2, 2007. – С. 75-80.

References

1. G.S. Garibov, N.M. Grits, A.V. Vostrikov, E.A. Fedorenko. Large-size discs made of granules of BB750П new high-temperature alloy for advanced gas turbine engines. Technology of light alloys, No. 1, 2008, p.31-36.

2. NASA/CR – 2005 – 213974.

3. J. Gayda and P. Kantzos. Burst Testing and Analysis of Superalloy Disks with a Dual Grain Microstructure. – NASA/TM-2006-214462.

4. S. Walson, A. Cetel, R. Mackay, O. Hara, D. Duhl and R. Dreshfield. Joint Development of a Fourth Generation single Crystal Superalloy. NASA TM – 2004-213062.

5. E.N. Kablov, N.V. Petrushin, I.L. Svetlov, I.M. Demonis. Cast high-temperature nickel alloys for advanced aviation gas turbine engines. - Technology of light alloys, No.2, 2007, p.6-16.

6. USA patent No. 4 721 540 of 26.01.1988.

7. German patent No. 10100790C2 of 03.07.2003.

8. USA application No. 2002/0182100A1 of 05.12.2002 for application DE 10100790.6-24 of 10.01.2001.

9. USA patent No. 6 936 116 B2 of 30.08.2005.

10. Yu.A. Nozhnitskiy, E.P. Golubovskiy. Provision of the strength reliability of the single-crystal rotor blades of the high-temperature turbines of the advanced gas turbine engines. Proceedings of the international scientific conference “Scientific ideas of S. T. Kishkin and up-to-date material science”, 25-26 April 2006, Moscow, VIAM, pages 65-71.

11. Yu.A. Nozhnitskiy, E.P. Golubovskiy. Single-crystal rotor blades of the high-temperature turbines of the advanced gas turbine engines. Aviation and space equipment and technology, 2006, No. 9 (35), p. 117-125.

12. E.N. Kablov, V.P. Buntushkin, O.A. Bazyleva. Constructional heat-resistant materials based on Ni_3Al compounds for parts of the hot section gas turbine engines. Technology of light alloys No. 2, 2007, p. 75-80.

SELECTION OF NEW HEAT-RESISTANT NICKEL ALLOYS FOR ADVANCED AVIATION ENGINES

© 2009 N. A. Sharova, E. A. Tikhomirova, A. L. Barabash, A. A. Zhivushkin, V. E. Brauer

Joint Stock Company «Klimov», Saint-Petersburg

New nickel and blade materials for parts of advanced gas turbine engines have been considered in this work. It has been shown that disc materials with increased strength properties and blade sparingly doped alloys with small specific weight meet requirements regarding the service life and reliability of advanced aviation engines.

High-temperature nickel alloys; single-crystal alloys; transpiration system of cooling; sparingly alloyed alloys

Информация об авторах

Шарова Наталья Анатольевна, аспирант кафедры «Турбинные двигатели и установки» энергомашиностроительного факультета Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, инженер-конструктор 2 категории ОАО «Климов». 194100, Санкт-Петербург, ул. Кантемировская, д.11. Тел (812) 295-01-01 доб. 1-63. E-mail: klimov@klimov.ru, nash.70@mail.ru. Область научных интересов: проектирование ГТД.

Тихомирова Елена Александровна, инженер центральной исследовательской лаборатории ОАО «Климов». 194100, Санкт-Петербург, ул. Кантемировская, д.11. Тел (812) 295-01-01 доб. 1-63. Область научных интересов: металлографические исследования.

Барабаш Алексей Леонидович, инженер-конструктор 1 категории ОАО «Климов». 194100, Санкт-Петербург, ул. Кантемировская, д.11. Тел (812) 295-01-01 доб. 1-63. Область научных интересов: проектирование высокотемпературных турбин.

Живушкин Алексей Алексеевич, Заместитель главного металлурга Федерального государственного унитарного предприятия «Завод имени В.Я. Климова». 194100 Санкт-Петербург, ул. Кантемировская, д.11. Тел. (812) 301-90-50. E-mail: klimov@klimov.ru. Область научных интересов: материаловедение в авиадвигателестроении.

Брауэр Владимир Эдмундович, ведущий специалист ОАО «Климов». 194100 Санкт-Петербург, ул. Кантемировская д.11. Тел.: (812) 295-01-01, доб. 163, (812) 295-42-94, доб. 139. E-mail: klimov@klimov.ru. Область научных интересов: материаловедение в авиадвигателестроении, литьё металлов.

Sharova Natalya Anatolyevna, postgraduate student of the turbine engines and power plants department of the machine building faculty of Saint-Petersburg state polytechnic university, Engineer-designer of Joint Stock Company «Klimov». 11 Kantemirovskaya, Saint-Petersburg, 194100. Phone: (812) 295-01-01, ext. 163. E-mail: klimov@klimov.ru, nash.70@mail.ru. Area of research: development of gas turbine engines.

Tikhomirova Elena Aleksandrovna, Engineer of the central research laboratory of Klimov JSC. Phone: (812) 295-01-01, ext. 163. E-mail: klimov@klimov.ru. Area of research: development of gas turbine engines.

Barabash Aleksey Leonidovich, Engineer-designer of Klimov JSC. Phone: (812) 295-01-01, ext. 163. E-mail: klimov@klimov.ru. Area of research: development of gas turbine engines.

Zhivushkin Aleksey Alekseevich, Leading specialist of the material science department of Klimov JSC. 11 Kantemirovskaya, Saint-Petersburg, 194100. Phone (812) 301-90-50. E-mail: klimov@klimov.ru. Area of research: material science in aviation engine building.

Brauer Vladimir Edmundovich, Leading specialist of the material science department of Klimov JSC. 11 Kantemirovskaya, Saint-Petersburg, 194100. Phone: (812) 295-01-01, ext. 163, (812) 295-42-94, ext. 139. E-mail: klimov@klimov.ru. Area of research: material science in aviation engine building, casting of metals.

УДК 681.3:658.011, 681.3.082.5

КОНЦЕПЦИЯ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО МЕСТА СТУДЕНТА ПРИ ОБУЧЕНИИ ОСНОВАМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

© 2009 В. И. Иващенко, Л. В. Соловацкая

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрены концептуальные вопросы, связанные с построением автоматизированного рабочего места студента, выполняющего задания на кафедре инженерной графики. Показано, что эффективность графо-геометрической подготовки можно повысить с помощью технологического сопровождения в форме автоматизированного моделирования и изготовления изделий на настольных станках с ЧПУ. Результаты исследования предназначены для применения на факультете «Двигатели летательных аппаратов» СГАУ.

Автоматизированное проектирование, педагогическая система, графо-геометрическая подготовка, CAD/CAM программа, геометрическая модель, проектно-технологическое мышление

Развитие средств автоматизированного проектирования приводит к необходимости пересмотра подходов к графо-геометрической подготовке, которая обеспечивает специалиста универсальным языком для передачи геометрической информации во всех технических науках и на производстве. На факультете двигателей летательных аппаратов СГАУ разработана и успешно внедрена инновационная многоуровневая система обучения геометрическому моделированию и компьютерной инженерной графике. Её особенностью является сквозная компьютеризация процесса документирования проектных решений на всех этапах обучения. Создание системы базируется на концепциях, учитывающих дидактические особенности работы учащихся с электронными моделями изделий. В концепции Л.А. Чемпинского [1] предусматривается активное использование 3D (объёмного) компьютерного моделирования в довузовской подготовке и на младших курсах, а также развитие библиотек параметрических геометрических моделей, используемых в курсовых работах студентов старших курсов. Концепция В.И. Иващенко основывается на гипотезе о возможности развития внутреннего информационного пространства учащегося с помощью технологической пропедевтики [2], которая обеспечивает повышение эффективности графической и геометрической подготовки в современных условиях.

В последнее время для высшего образования характерно сокращение количества часов аудиторных занятий, перенос акцентов на самостоятельную работу студентов и вне-

дрение новых методов обучения на основе электронных средств. Поэтому актуальной и важной становится задача организации рабочего места студента таким образом, чтобы обеспечить учащемуся максимальную доступность основной и вспомогательной информации для изучения предметной области и выполнения конкретного задания. Реализация инновационных программ обучения связана с построением единого информационного пространства в пределах учебного подразделения университета, например, факультета. Использование методик «сквозного» проектирования предполагает доступ студента к разнообразной учебной информации в электронной форме с рабочего места там, где он находится в данный момент.

Покажем, что при решении вопросов, связанных с созданием универсальной системы баз данных для всех кафедр факультета, важную роль играет методология проектирования, принятая на кафедре инженерной графики. Несмотря на то, что графо-геометрическая подготовка осуществляется на младших курсах, она оказывает существенное влияние на эффективность освоения всех общеинженерных и специальных дисциплин в силу универсальности средства передачи информации. В процессе дипломного проектирования у студента возникает ситуация, когда проектное решение, полученное в предметной области выпускающей кафедры, необходимо отобразить в форме, составляющей предмет изучения в инженерной графике или геометрическом моделировании. Проблема заключается в том, что справочная учебно-методическая среда, постро-

енная с позиций потребностей дипломника, обладает ограниченностью, обусловленной отсутствием системного взгляда на предметную область, которая охватывает методы отображения геометрических моделей и стандарты ЕСКД.

Если уровни учебной информации условно разделить на «верхний» и «нижний», то для организации поиска «сверху вниз» потребуются двойная систематизация: сначала в специальной предметной области, затем – в области инженерной графики. Отсюда следует, что построение информационно-справочной среды «от конечного потребителя» не позволит обеспечить необходимую универсальность данных. Эти задачи должны решать специалисты кафедры инженерной графики. Построение информационно-справочной среды должно выполняться «снизу-вверх», посредством структурирования информации на каждом этапе обучения и установления межуровневой связей.

Рассмотрим структуру и содержание электронных баз данных для автоматизированного рабочего места студента, выполняющего задание на кафедре инженерной графики, например, чертёж зубчатого колеса. После выбора графической работы в Базе данных 1 и индивидуального варианта в Базе 2 студент выбирает вид и типоразмер проектируемого изделия в Базе 3. Все указанные базы (библиотеки) необходимо наполнять электронными чертежами и объёмными моделями в параметрической форме. Санкционирование доступа не позволит студенту младшего курса воспользоваться излишней автоматизацией и упустить главное – содержательную часть геометрической модели. С учётом конкретных размеров производится анализ конструктивных и технологических элементов детали, после чего визуализируются примеры их реализации, хранящиеся в Базе 4. Далее выделяются и анализируются отдельные элементы. При необходимости типовые конструктивные элементы студенты могут просмотреть в Базах 4.1 «Типовые конструктивные элементы» и 4.2 «Типовые технологические элементы» колеса зубчатого.

После уточнения геометрической формы детали производится выбор количества и характера изображений (База данных 5). Ти-

повые и рациональные изображения выводятся на экран из Базы данных 6. Нормативно-справочную информацию – положения стандартов ЕСКД студенты могут извлечь из Базы данных 6.1. Простановку размеров выполняют после просмотра Базы данных 6.2 с учётом технологического метода получения заготовки (раздел 6.2.1), последующей механической обработки (раздел 6.2.2) и типовых размерных цепей (раздел 6.2.3). Обозначение шероховатости, составление технических требований и вставку других текстовых сведений выполняют с привлечением соответствующих Баз данных (6.3, 6.4 и т.д.). В отдельной базе должны содержаться видеоматериалы, поясняющие суть технологических приёмов изготовления, показывающие режущий инструмент, приспособления (оснастку) и схему обработки. Кроме режима, в котором работает студент, в системе предполагается режим «добавить/редактировать элемент (деталь, узел и т.п.)». Этот режим должен быть доступен только преподавателям или администратору.

Электронные информационные базы (библиотеки) связываются единой программой – оболочкой, которая будет разрабатываться с учётом специфики заданий кафедры инженерной графики и технического кругозора студентов, обучающихся на младших курсах университета. Однако развитие описанных баз представляет интерес для всех технических кафедр и студентов – старшекурсников, так как позволяет полностью использовать параметризацию и конфигурировать автоматизированное рабочее место студента для решения конкретных задач в узкой предметной области. Предлагаемая концепция построения учебной среды не исключает традиционные формы учебной работы с лекциями и методическими указаниями, которые могут быть выведены на экран в виде электронных дидактических средств. Система должна помочь студенту самостоятельно освоить те темы, которые он не понял или по каким-то причинам пропустил.

Как показывает опыт работы с первокурсниками, успешно осваивают электронное геометрическое моделирование и компьютерную инженерную графику студенты, которые в довузовский период изучали технологию, черчение и компьютерное 3D мо-

делирование. Однако наиболее эффективным средством для развития технической эрудиции и образного мышления является изучение методов и средств автоматизированного изготовления детали на станке с ЧПУ по предварительно сформированной объёмной модели этой детали. Для экономии учебного времени процесс обработки материала может быть визуализирован в форме анимации.

Возможность изучения основ CAD/CAM технологий и практической реализации в материале детали, для которой предварительно построена 3D модель, появилась в связи с широким распространением настольных станков с ЧПУ, подключаемых к персональному компьютеру. В качестве примера можно указать фрезерные станки Opti BF20 Vario и Roland Modela MDX-15. Положительным фактором является простота программ, их доступность для понимания учащимися старших классов общеобразовательной школы и младших курсов университета.

Рассмотрим возможности применения технологических аспектов в организации автоматизированного рабочего места студентов младших курсов. Знакомство с металлорежущим оборудованием и инструментами обогащает кругозор учащихся в отношении многообразия геометрических форм. Изложение теории пространственного перемещения инструмента отличается дидактической особенностью. Рассматриваемое оборудование имеет комбинированное числовое программное управление, совмещающее свойства позиционного и контурного. В психолого-дидактическом аспекте рассмотренные факторы, связанные с сугубо материальной, овеществленной деятельностью, начинают оказывать воздействие на подсознание учащегося. Суть этого влияния состоит в том, что феноменальное поле, которое должен анализировать и удерживать в памяти школьник, является многоплановым пространством. В нем происходит реальное движение элементов станка и виртуальное, воображаемое движение математических линий и поверхностей. Несмотря на очевидную сложность специальных профессиональных знаний, сопоставление движений на феноменальном поле позволяет учащемуся понять основную мысль, принцип электронного мо-

делирования. Другим достоинством рассматриваемой концепции является наличие межпредметных связей, закрепление знаний, которые уже были получены ранее при изучении других предметов, но в курсе основ САПР проявились в новом виде.

В качестве графической основы при создании объёмного рельефа используется совокупность контуров, для которых задаётся характер изменения в направлении высоты. Создание объёмной модели детали начинают с базового элемента. Его получают «выдавливанием» контура основания. При этом задают начальный уровень и высоту подъёма или глубину спуска, если базовый элемент – впадина. Следующий элемент «приклеивают выдавливанием» к базовому или «вырезают выдавливанием» из базового. Результат операции становится базой для продолжения работы. В программе 3D Engrave для станка Modela MDX-15 действие «приклеить» выполняется как формирование выпуклого рельефа, а действие «вырезать» – вогнутого. Однако программа воспринимает и полутоновые импортированные изображения, например, рисунок, относящиеся к книжно-журнальным иллюстрациям. Как цветные, так и чёрно-белые изображения отличаются большим разнообразием в том, что касается цветовой гаммы, контрастности, наличия мелких деталей, толщины линий и штрихов и т. п. Поэтому анализ рисунка и предположительная оценка внешнего вида рельефа, подготовленной для изготовления в программно-станочном комплексе Roland, является эффективным дидактическим приёмом.

Наблюдая движение фрезы в окне программы Virtual Modela, учащиеся проводят исследование скорости формообразования, которая зависит от типа интерполяции. Развитию образного мышления способствует решение задач, включающих сопоставление диаметра фрезы, длины траектории, периметра и площади обрабатываемого контура и времени обработки. В частности, по-разному обрабатывается прямоугольная канавка и круглая, которую теоретически можно получить сворачиванием отрезка прямой (прямоугольника) в кольцо. Важно отметить, что геометрический кругозор, т. е. база накопленных образов, типовых технологических

приёмов и примеров конструктивных решений рассматривается системно. Поэтому приобретаемые знания и навыки имеют признаки системы, а пространственное воображение несёт черты технологического системного мышления.

На текущем этапе учащиеся уже способны качественно оценить влияние отдельных факторов и настроек на продолжительность обработки. В ходе работы внимание обращается на то, что материал заготовки удаляется не только над рельефом, но и вокруг него. Около рельефа образуется полоса, на фрезерование которой затрачивается время. Учебно-методическая задача заключается в том, чтобы путём экспериментального моделирования определить характеристики модели и процесса фрезерования, которые способствуют сокращению времени изготовления детали. Мотивация изучения курса значительно повышается, если учащиеся успевают не только провести моделирование на компьютере, но и получить готовую деталь. Для того чтобы изготовление стало реальным, следует стремиться к следующему:

- форма рельефа – цилиндрическая без скругления;
- в многоугольниках преобладают стороны, расположенные горизонтально или вертикально;
- приняты минимально допустимые размеры чертежа и высота рельефа;
- размеры области обработки равны габаритным размерам детали;
- для заготовки используется сравнительно мягкий материал (имеются исключения);
- установлена фреза с возможно большим диаметром (при этом по шероховатости поверхность становится более грубой);
- установлен режим грубой (предварительной) обработки.

Для сборочной единицы большое значение имеет качество исполнения размеров поверхностей, которые образуют гладкое цилиндрическое соединение. Возможности изучаемого программно-станочного комплекса характерны для изделий художественного назначения и не позволяют обеспечить точность, принятую для размерной обработки деталей на машиностроительном предприятии. Однако создание изделий по

размерам, заданным на чертеже, вполне возможно, в том числе и деталей, образующих сборочную единицу. Например, при двухсторонней обработке точное позиционирование на втором установе обеспечивается применением простейшего приспособления с центрирующим пальцем (штифтом). Решение такой дополнительной задачи расширяет кругозор учащихся и дополняет пространство геометрических образов изделий фигурами, образующими технологическую инфраструктуру.

Важным вопросом является демонстрация вариативности методов формообразования. При изготовлении полых деталей (типа «медальон») круглое углубление создавалось в процессе фрезерования (глубокого гравирования). В то же время известно, что тела вращения логичнее и удобнее обрабатывать на токарном станке. Однако для художественных работ важнее разнообразие получаемых поверхностей, а не производительность. Например, полость медальона может иметь не круглую, а произвольную криволинейную форму, пригодную для размещения миниатюрного фонарика, музыкальной шкатулки или радиоприёмника. Рассматривая проект в более широком плане, педагог в решении конструкторских и технологических задач может перенести внимание на вопросы, касающиеся эстетики и межпредметных связей.

Расширение представлений учащихся о возможностях автоматизированного проектирования происходит в процессе знакомства с основами интеграции программных продуктов на примере работы с программой MODEL A Player. В этот редактор импортируется объёмная модель, созданная в CAD «КОМПАС 3D» и записанная в файл типа stl. Пропедевтический курс завершается знакомством с технологией «чтения» геометрической формы. Для этого используется специальный шпиндель, оснащённый сенсорным щупом. Получив электронную модель существующей детали-прототипа, учащиеся загружают информацию из файла типа p1x в редактор 3D Engrave и производят модернизацию рельефа.

Таким образом, возможность адаптации сложного высокотехнологичного методического аппарата к широкому спектру

возможностей учащихся, по нашему мнению, следует рассматривать как обязательное условие организации предварительной графо-геометрической подготовки. В этом смысле методика изучения CAD/CAM технологий на базе программно-станочного комплекса даёт возможность оптантам с разным стартовым уровнем пройти путь от замысла до окончательного изготовления готовой детали. Совокупность свойств педагогической системы, определяющих её пригодность для обучения проектантов с большим разбросом начальных показателей, а также свойств, определяющих возможности саморегулирования системы, составляют суть адаптивной функции технологической учебной среды. Необходимость наличия адаптивной функции обосновывается тем, что с её помощью формируется комфортная образовательная среда для эффективного развития креативного пространственного мышления, необходимого для перехода от стадии оптанта к стадии адепта в области инженерной геометрии и графики.

В процессе обучения автоматизированному проектированию адаптивная функция учебной среды проявляется в возможности использовать интеграцию различных программ для более глубокого понимания особенностей геометрии проектируемой детали. Рассмотрим интеграционные задачи на примере работы с комплексом программ к станку Modela MDX-15.

В программе 3D Engrave чертёж и объёмную модель сохраняют в формате 3de. Чертёж или его фрагмент импортируют в программу 3D Engrave из bmp-файла, а объёмную модель, полученную сканированием детали - прототипа, – из файла типа pix. В последнем случае считывается горизонтальная проекция объёмной модели (плоское изображение), но с информацией о высоте рельефа. Рисунок с записью в формате *.bmp создают в любом графическом редакторе, например, Microsoft Paint, Adobe Photoshop и др.

Объёмные модели из редактора 3D Engrave могут быть экспортированы с помощью следующих форматов: в программу технологической подготовки изготовления MODELА Player – stl и dxf; в программу AutoCAD – dxf. Из программы сканирования

Dr.PICZA модель экспортируется посредством записи в форматы: в программу 3D Engrave – *.pix, в AutoCAD – *.dxf, в ADEM – *.stl. Объёмная модель, предназначенная для проектирования процесса обработки и изготовления детали на станке, импортируется в программу MODELА Player с записью в следующих форматах: из 3D Engrave – dxf или stl, AutoCAD, КОМПАС-3D и ADEM – stl. Несмотря на широкие возможности привлечения любых доступных программ, в кратком варианте курса можно ограничиться моделированием процесса фрезерования, без реального изготовления детали в материале.

Программа Virtual MODELА для визуализации движения инструмента запускается индивидуально или из среды программ 3D Engrave, Dr.PICZA и MODELА Player. Если условия учебного процесса позволяют реализовать проект полностью, то любой из указанных продуктов предоставляет возможность управления станком.

Дополнение базового курса, построенного на программах Roland, элементами объёмного моделирования в профессиональных CAD/CAM системах позволяет повысить качество учебного процесса за счёт следующих факторов.

1. Профессиональный CAD редактор и станок MODELА MDX-15 объединяются в конструкторско-технологическую систему. Вследствие этого учащиеся смогут изучать автоматизированное изготовление сложных поверхностей на сравнительно простом и доступном оборудовании.

2. Арсенал средств объёмного моделирования в профессиональном CAD редакторе обогащается за счёт моделей – прототипов, полученных сканированием деталей с натуры.

3. Объёмная модель, сформированная в профессиональной CAD/CAM системе, может служить прототипом для создания изделия с помощью программно-станочного комплекса Roland.

Рассмотрим варианты автоматизированного проектирования изделий и процессов их изготовления на станке MODELА MDX-15, демонстрирующие возможности редактирования моделей в разных программах. По первому (основному) варианту в среде 3D Engrave выполняется чертёж дета-

ли. Его основой служит круг, на котором расположен рисунок, импортированный через формат bmp из коллекции (галереи) текстового редактора. Далее создается объемная модель–рельеф и формируется пространственная траектория фрезы. После выбора материала заготовки и установки параметров режима резания данные отправляются на станок или в программу виртуальной обработки Virtual MODELA.

Второй вариант предполагает, что объемная модель, созданная в программе 3D Engrave, записывается в экспортном формате dxf или stl. Затем она загружается в программу MODELA Player. После редактирования параметров процесса обработки запускаются механизмы станка или визуализируется виртуальная обработка. При выборе типа записи следует учитывать не только интеграцию программ, но и размеры получающегося файла. Например, размер dxf-файла с записью модели рельефа приблизительно в 4 раза меньше, чем stl-файла. На экране увеличение количества информации и, следовательно, занимаемого на диске пространства отображается более густой каркасной сеткой. Излишне большое количество линий каркаса затрудняет визуальный анализ поверхности. Например, если stl-модель рассматривать в таком же масштабе, как и dxf-модель, то контуры первого изображения сливаются. Кроме того, большая информация дольше обрабатывается, а это может стать главным аргументом против использования импорта и экспорта на коротких (1 академический час) занятиях.

Заключение о размере записи делается на основании сообщения программы 3D Engrave. Например, поверхность рельефа с диаметром в основании шарового сегмента 40 мм и общей высотой 6 мм при записи в формате dxf представляется как 40401 плоская фигура, а в формате stl – как 80802 фигуры. Характерно, что размер файла не пропорционален степени аппроксимации поверхности. Сравнение изображений готовых деталей не выявило заметных преимуществ stl-формата. Поэтому в учебной практике следует отдавать предпочтение более компактной записи или руководствоваться результатами пробной обработки.

По третьему варианту объемная модель из файла типа dxf загружается в программу AutoCAD. Здесь модель редактируется и используется в соответствии с учебно-методическими задачами, которые решаются в среде данного программного продукта. В предлагаемом курсе, построенном на программах Roland, изучение систем AutoCAD, КОМПАС и ADEM не предусматривалось. Поэтому демонстрировалась только принципиальная возможность чтения модели из dxf-файла в среду программы AutoCAD 2002.

В соответствии с четвертым вариантом объемная модель детали формируется в результате сканирования детали – прототипа в программе сканирования Dr.PICZA. Далее рельеф переносят через файл типа p1x в программу 3D Engrave и работают по первому варианту.

Следующий, пятый, вариант отличается от предыдущего тем, что в программе Dr.PICZA выбирается экспортный формат dxf или stl. Затем модель экспортируется в MODELA Player, и сценарий занятия продолжается по второму варианту. Интересен тот факт, что при записи в программе Dr.PICZA размер dxf-файла оказывается больше, чем у stl-файла.

По шестому варианту объемная модель, сохраненная в программе Dr.PICZA в формате dxf, читается в среде AutoCAD. Модель той же детали из stl-файла копируется в среду ADEM. После этого можно решать учебно-методические задачи, касающиеся редактирования моделей и сравнения функциональных возможностей программ.

Седьмой вариант начинается с построения объемной модели детали средствами профессионального CAD редактора: КОМПАС-3D, ADEM, AutoCAD. Подготовленная к экспорту модель записывается в файл типа *.stl. Учебная практика показала, что это наиболее надежный формат, с помощью которого геометрические модели из профессиональных программ можно передавать в программные продукты Roland. Далее модель считывают в программу MODELA Player и, выполнив необходимые настройки, производят механическую обработку заготовки.

Завершает перечень вариантов восьмой, имеющий, более теоретическое и поэтому важное для методологии значение. Средства создания и редактирования объёмных моделей программы 3D Engrave значительно проще, чем в профессиональных CAD/CAM – системах. Поэтому трудно представить себе производственную задачу, когда 3D модель, сформированную в CAD-редакторе, нужно было бы поправлять инструментами 3D Engrave. Задача о передаче данных, например, из AutoCAD в 3D Engrave или о замыкании потока информации (AutoCAD - 3D Engrave - AutoCAD) интересна в философско-идеологическом плане. С этой целью модель, подготовленная в редакторе КОМПАС-3D, ADEM или AutoCAD, сохраняется в формате stl. Далее она загружается в среду MODEL A Player и здесь обрабатывается до получения управляющей программы для станка. После реального изготовления на станке MODEL A MDX-15 готовая деталь сканируется с помощью программы Dr.PICZA. Полученная модель сохраняется в форматах dxf или stl. После этого объёмная модель может быть загружена в среду 3D Engrave, ADEM, или AutoCAD.

Таким образом, исследование развития пространственного воображения посредством активизации образной интуиции и ассоциативного мышления дало возможность разработать концепцию использования среды профессиональной или адаптированной CAD/CAM программы для развития проектно-технологического мышления в процессе графо-геометрической подготовки инженеров-механиков.

На основе концепции пропедевтического изучения технологии для формирования пространственного мышления учащегося разработана методика преподавания курса по основам CAD/CAM систем, в которой предлагается решить следующие учебные задачи:

- получить представление о современных технологиях проектирования и производства изделий;

- освоить методы решения простых конструкторских, технологических и художественных задач;

- отработать практически все этапы компьютерного объёмного моделирования, в том числе и получение готового изделия на станке с ЧПУ;

- сформировать основы системного проектного мышления учащихся.

Концепция организации рабочего места студента при обучении автоматизированному проектированию предусматривает широкое использование технологической информации при выполнении конструкторских документов. Положительный эффект от насыщения графо-геометрической подготовки технологическими элементами подтверждается тем, что выполнение лабораторных работ по компьютерному моделированию изготовления деталей в довузовский период приводит к повышению абсолютной успеваемости по графическим дисциплинам в начальный период обучения в вузе на 10...16%.

Библиографический список

1. Чемпинский, Л.А. Основы геометрического моделирования: Учеб. пособие. – Самара: СГАУ, 2005. – 190 с.

2. Иващенко, В.И. Компьютерное моделирование и автоматизированное изготовление изделий. Практикум по CAD/CAM – технологиям: учебное пособие для учащихся старших классов общеобразовательных школ и учреждений среднего профессионального образования / В.И. Иващенко, А.Б. Бейлин, А.И. Фрадков. – М.: Вентана-Граф, 2006. – 176 с.

References

1. Chempinskiy, L.A. Geometric modeling bases. – Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2005. – 190 p.

2. Ivashchenko, V.I. Computer modeling and automated manufacturing. Practical work for CAD/CAM technologies / V.I. Ivaschenko, A.B. Beylin, A.I. Fradkov. – M.: Ventana-Graf, 2006. – 176 p.

CONCEPTION OF THE STUDENT WORK PLACE ARRENGEMENT FOR THE COMPUTER AIDED DESIGN BASE TEACHING

© 2009 V. I. Ivashchenko, L. V. Solovatskaya

Samara State Aerospace University

Conceptual questions, connected with automated student work place arrangement, for the engineer drawing sub-faculty tasks are considered. It's shown that graphic and geometry training efficiency may be raised by means of technological providing with automated modeling and manufacturing by CNC desk tool. The investigation results are intended for using at «Aircraft engines» faculty of Samara state aerospace university (SSAU).

The Computer aided design, pedagogical system, graphic and geometric training, CAD/CAM program, geometric model, design-technological thinking

Информация об авторах

Ивашченко Владимир Иванович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой инженерной графики Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: ivashch@yandex.ru. Область научных интересов: графо-геометрическая подготовка, геометрическое моделирование, автоматизированное проектирование и производство, педагогика профессионального образования.

Соловацкая Людмила Владимировна, аспирант, ассистент кафедры инженерной графики Самарского государственного аэрокосмического университета. E – mail: solovackaya@mail.ru. Область научных интересов: графо-геометрическая подготовка, геометрическое моделирование, автоматизированное проектирование и производство, педагогика профессионального образования.

Ivashchenko Vladimir Ivanovich, Candidate of science, senior lecturer, head of engineer drawing sub-faculty of Samara State Aerospace University. E-mail: ivashch@yandex.ru. Area of research: drawing and geometric training, geometry modeling, CAD/CAM technologies, CAD professional education pedagogy.

Solovackaya Ljudmila Vladimirovna, post-graduate, assistant lecturer of engineer drawing sub-faculty of Samara State Aerospace University. E-mail: solovackaya@mail.ru. Area of research: drawing and geometric training, geometry modeling, CAD/CAM technologies, CAD professional education pedagogy.

УДК 681.3:658.011, 681.3.082.5

МЕТОДОЛОГИЯ АДАПТИВНОЙ ГРАФО-ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРИ ОБУЧЕНИИ АВТОМАТИЗИРОВАННОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

© 2009 В. И. Иващенко

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрены методологические вопросы проектирования учебной среды для многоуровневой системы графо-геометрической подготовки. Показано, что работа с электронными моделями является эффективным средством для формирования проектно-технологического мышления пользователей CAD/CAM программ. Исследованы необходимые условия для обеспечения адаптивной функции учебной среды. Предлагаемые подходы применяются на факультете «Двигатели летательных аппаратов» СГАУ.

Автоматизированное проектирование, педагогическая система, графо-геометрическая подготовка, CAD/CAM программа, геометрическая модель, проектно-технологическое мышление

В процессе обучения автоматизированному проектированию одним из наиболее важных моментов является освоение методов и средств документирования проектных решений. Необходимость коренной модернизации традиционной системы графо-геометрической подготовки и построения инновационных систем обусловлена следующими феноменологическими факторами:

1) современные технологии проектирования и производства используют в качестве информационной основы при описании изделия его электронную геометрическую модель изделия [1];

2) выпускающие кафедры технических университетов применяют в учебном процессе компьютерные программы для моделирования процессов изготовления и функционирования изделия. При этом технологии построения 3D модели – электронного аналога детали или устройства, а также 2D модели, используемой для документирования проектного решения, выходят за границы предметных областей для старших курсов;

3) геометрическая подготовка в современной общеобразовательной школе не ориентирована на то, что выпускник продолжит образование в высшем техническом учебном заведении.

Задача проведенного научного исследования была сформулирована следующим образом: необходимо создать методологию проектирования системы графо-геометрической подготовки специалистов по САПР с ориентацией на изделия авиационной и космической отраслей, а также с учётом противоречия между нестабильными компетент-

ностными показателями учащихся на входе и постоянным расширением информационного поля предметной области.

В графо-геометрической подготовке можно выделить конструкторско-технологическое ядро, обеспечивающее базовый уровень для работы с 2D и 3D моделями. Геометрические модели, запоминаемые в качестве образов, служат компонентами внутренней информационной подсистемы учащегося. В процессе обучения дуализм электронной модели проявляется в том, что она выступает в качестве не только результата учебного проектирования, но и средства для развития качеств проектанта, определяющих возможность получения проектного решения. В этом смысле важна предыстория пространственного мышления учащегося, которая может оказывать как положительное, так и отрицательное влияние на формирование новых представлений о геометрии изделий. Наиболее сильно данный феномен проявляется у студентов заочной формы обучения. Анализ ситуации позволил высказать предположение о влиянии апперцептивных факторов на мотивацию и рефлексивные установки учащихся.

Таким образом, педагогическая система для графо-геометрической подготовки должна содержать несколько уровней, причем на каждом уровне необходимо предусмотреть средства саморегулирования, обеспечивающие адаптацию компонентов системы «проектант – программа – электронная модель» на основе обратной связи. В процессе обучения должна происходить их автоматическая настройка, являющейся внеш-

ней по отношению к внутренней подсистеме представлений учащегося, и самоорганизация его собственной подсистемы. Взаимосвязь и синхронное трансформирование общего информационного пространства отражает действие закона единства учебной и обучающей деятельности [2].

В качестве феноменологического центра в проектируемой системе выступает электронная модель изделия. Её роль многогранна в том смысле, что раскрывается через сущности цели и средства. Если геометрическая модель рассматривается как результат учебной работы и форма проектного решения, то она демонстрирует динамическое свойство устойчивости, в котором проявляется самоорганизация образовательной системы.

С другой стороны, модель влияет на развитие такой психической функции, как пространственное воображение. Здесь преобладают переходные процессы, которые для сравнительно взрослого оптанта (по классификации Е.А. Климова [3]) обеспечивают в ускоренном режиме эволюцию предметно-ориентированного мышления от свёртывания динамических операций, направленных на реконструкцию геометрической формы, до погружения. Анализ гносеологических свойств модели и практический опыт по внедрению инновационных графических дисциплин показал, что взаимосвязь компонентов графо-геометрической подготовки соответствует общим закономерностям функционирования систем.

Рассмотрим начальные условия задачи о проектировании системы графо-геометрической подготовки и концептуальные подходы к её решению. Будем исходить из того, что инструментальное средство, независимо от его характера, обладает ограниченным диапазоном возможностей. При этом комбинация двух и более средств может дать не только положительный, но и отрицательный эффект, который усугубляется отсутствием соответствующей организации и элементов управления системой.

От современного специалиста требуется глубокое понимание связи геометрической формы изделия с особенностями технологического процесса формообразования и функциональными характеристиками. Уча-

щийся на стадии адепта [3] должен изучить все аспекты технического графического языка в современном его понимании. На этапе накопления начальных знаний и умений главными являются три компонента:

- знания о предметной области, отражающиеся в геометрических свойствах конкретного изделия;
- знания о правилах оформления документов и условностях, регламентированных стандартами;
- навыки применения современных средств и методов геометрического моделирования изделий, позволяющих создавать и редактировать плоские и объёмные модели в среде CAD программы и далее использовать их в среде CAM и CAE программ.

Дуализм электронной модели определяет специфику построения курсов графических дисциплин. Принципиально важным становится не механический перевод изображений с бумаги на экран, а осмысление новых методов работы с электронными аналогами реальных изделий. Для этого процесса требуются новые педагогические технологии, направленные на развитие новых аспектов восприятия формы. Результатом работы педагогической системы должен стать уровень проектно-технологического мышления, актуализирующийся в эффективных проектных решениях специалиста по САПР.

Эволюция сущности формы в процессе обучения определяет преемственность знаний и умений и может быть экстраполирована на завершающий период обучения в университете и на довузовский период. Таким образом, графо-геометрическая подготовка при обучении автоматизированному проектированию реализуется в многоуровневой системе. Хронологическое распределение задач, решение которых должно стать целью разрабатываемой педагогической системы, представлено в табл. 1.

В диапазоне известных стадий [3] нами предложена схема уровней развития пространственных представлений и связанных с ними ведущих дидактических задач. Анализ задач позволил установить, что специфика мыслительных операций, выполняемых с объектами геометрического информационного пространства, обусловлена следующими

Таблица 1 - Хронология изучения задач геометрического моделирования

Стадии по Е.А. Климову	Уровень развития пространственных представлений	Характер задач, решаемых с целью развития пространственного мышления
Оптации	Конкретно - изобразительный (рисование)	Простое отображение
		Исследование свойств геометрических фигур
	Абстрактно - изобразительный (черчение)	Регламентированное отображение
		Исследование причинно-следственных связей в отображениях
	Предметно - реализуемый (технология)	Производственное отображение
		Моделирование изделия на плоскости и в виртуальном пространстве
Адепта	Теоретико - шаблонный (базовая подготовка)	Систематика отображений в предметной области
		Размерное и параметрическое моделирование
	Аналитико - прогностический (общетехническая подготовка)	Систематика конструкторско-технологических моделей
		Моделирование типовых изделий и процессов
	Креативный (специальная профессиональная подготовка)	Систематика проектно-технологического мышления
		Моделирование изделий и объектов для реального производства

ми особенностями электронного моделирования:

- CAD/CAM/CAE программы обеспечены развитым инструментарием для анализа формы;

- в процессе синтеза большое значение имеют перцептивные свойства проектанта, в частности уровень организации внутреннего информационного пространства;

- геометрические образы информационного пространства отражают одновременно функциональную, конструкторскую и технологическую сущности проектного решения;

- развитие мыслительных способностей и повышение эффективности операций с геометрическими моделями возможно посредством усиления технологической составляющей в графо-геометрической подготовке проектанта.

Принципиальная новизна подхода к построению многоуровневой педагогической среды отражена в концепции формирования подсистемы геометрических образов на технологической основе. Суть концепции состоит в связывании свойств геометрической формы с методом её изготовления. Педагогическая технология работы с подобными

образами реализуется в компьютерном объёмном моделировании изделий и процессов их изготовления на простых настольных станках с ЧПУ [4]. При этом понимание связи пространственной формы с её плоским отображением строится на технологических ассоциациях.

Адаптационная сущность такого приёма проявляется в расширении диапазона ассоциативных связей, формирование которых обусловлено личным опытом учащегося. В учебном процессе усилению адаптационного эффекта способствуют:

- использование метода аппликации при построении чертежа сборочной единицы из отдельных изображений составных частей этого изделия;

- подготовка подложек и технология создания окон в непрозрачных контурах;

- создание комплексов и дифференцированная работа с группами 2D и 3D моделей;

- варианты параметризации геометрических моделей;

- создание, редактирование и применение библиотеки геометрических моделей с предварительной параметризацией или без неё;

- использование сечений и пересечений БЭФ при построении сложной 3D модели детали;

- построение оригинальных БЭФ – инструментов высокой сложности, вычитание которых позволяет ускорить построение 3D модели детали.

Педагогическая система называется адаптивной, если в ней с целью достижения заданных параметров качества обучения обеспечивается необходимое соответствие сложности учебных задач и возможностей учащихся для их решения. В понятии «адаптивность» отражается необходимость выравнивания степени подготовленности обучаемых в переходные периоды. Переходные периоды характеризуются следующими изменениями в потребном уровне развития пространственных представлений (табл. 1):

- от конкретного к абстрактно-изобразительному – переход плавный;
- от абстрактно-изобразительного к предметно-реализуемому – переход резкий;
- от предметно-реализуемого к теоретико-шаблонному – переход резкий критический;
- от теоретико-шаблонного к аналитико-прогностическому – переход резкий;
- от аналитико-прогностического к креативному – переход плавный.

Поскольку в данном списке преобладают резкие переходы, многоуровневая система графо-геометрической подготовки специалистов по САПР не может не быть адаптивной. Содержание функции адаптивности не ограничивается созданием условий для быстрой адаптации учащихся. При многоуровневой подготовке процесс обучения растягивается на значительный временной период. Некоторые задачи, поставленные при проектировании педагогической системы, через несколько лет теряют актуальность и заменяются новыми, обусловленными потребностями более высоких уровней. Предусмотреть безошибочное распределение всего объема знаний и умений по возрастным этапам сразу не представляется возможным. Поэтому в самой системе должен присутствовать механизм автоматического регулирования. Согласно выдвинутой автором гипотезе, в графо-геометрической подготовке специалистов по САПР механизм автомати-

ческого регулирования может быть построен именно на основе технологического компонента предметной области.

Наиболее резко диссонанс внутреннего информационного пространства и внешней учебной среды проявляется на рубеже «школа – вуз». Стадия оптации завершается формированием предметно-реализуемых пространственных представлений. Учащиеся способны решать конкретные практические задачи, применять свои знания, но репродуктивно. Несмотря на кажущееся разнообразие приложений, творчество ограничено инстинктивным характером действий. Учащийся приобрёл некоторый кругозор, диапазон задач широк, однако набор образов во внутреннем контуре сознания недостаточно организован. В данный момент отсутствуют необходимые иерархические связи, структурированность внутреннего информационного пространства.

В то же время освоение нового, университетского стиля учебной работы означает переход к теоретико-шаблонному уровню пространственных представлений. Начинается активное насыщение памяти стереотипами конструктивных и технологических решений, актуализирующихся в геометрических моделях. Формирующееся проектное мышление приобретает признаки системного, вследствие действия теоретического аппарата, который всегда является системой знаний. Значительная часть абитуриентов входят в стадию адепта, не обладая необходимыми личностными качествами: волей, мотивацией, объективным видением своих способностей.

Таким образом, можно выделить две стороны наблюдаемого противоречия. Во-первых, это противоречие «объективное», заключающееся в том, что школа вроде бы подготовила учащегося к продолжению образования, а он много не знает и не умеет. Во-вторых, проявляется «субъективное» противоречие, обусловленное неготовностью учащегося настроиться на стиль учебной работы в университете, принять правила и требования новой учебной среды. В результате указанных несоответствий замедляется процесс интериоризации, определяющий формирование и совершенствование внутреннего информационного пространства. По-

сколько внутренние представления всё равно имеют деятельностное выражение [5], учащийся в данный период затрудняется принять решение, выбрать стратегию проектирования даже при наличии достаточного запаса типовых образов.

Известно, что «управлять формированием образов можно только через посредство действий» [5]. Развивая эту мысль, укажем на важность моделирования, проработки учащимся этапов анализа и синтеза формы в виде типовых приёмов. В рассматриваемый период обучения важно, чтобы решение задачи обязательно заканчивалось результатом – целостным образом изделия или процесса. Практические занятия необходимо проектировать по принципу достаточности имеющихся стереотипов с учётом варьирования их комбинаций. С другой стороны, процесс адаптации будет носить неустойчивый характер, если информационное пространство расширяется «на перспективу». Получение результата на внешнем для проектанта контуре усиливает яркость образов на внутреннем. При этом происходит активное запоминание и прошивка внутреннего информационного пространства логико-ассоциативными связями.

Правильность этой гипотезы подтверждается значительным увеличением скорости манипуляций (моторики), отражающей появление автоматических действий. Практика преподавания геометрического моделирования в старших классах лицея также свидетельствует о пользе нацеленности учащихся на конечный результат – проект, а не на приёмы оперирования с фигурами. Для обеспечения адаптации электронные модели в проектируемой системе графо-геометрической подготовки должны обладать такими свойствами, как:

- точность в смысле типажа фигур;
- трансформируемость, выражающаяся в обратимости 2D и 3D моделей;
- универсальность, заключающаяся в интеграции программных средств и реализации функций экспорта и импорта информации;
- наглядность (образность);
- доступность, простота чтения (восприимчивость);

– открытость, предполагающая отсутствие ограничений по редактированию;

– парциальность, т. е. кратность времени создания академическому часу.

Следующие этапы, требующие адаптивной реакции системы, связаны с переходом от абстрактно-изобразительного восприятия к предметно-реализуемому и от теоретико-шаблонного к аналитико-прогностическому. В последнее время в старших классах общеобразовательной школы такие предметы, как черчение и технология, подчас отсутствуют. Поэтому первый переход фактически соединяется с периодом поступления в университет, т. е. подчиняется закономерностям рассмотренного выше феномена.

Основная когнитивная проблема, вызывающая необходимость адаптации в период перехода от общетехнической подготовки к специальной профессиональной, раскрывается в следующем противоречии. Современные методы проектирования предполагают свободное владение параметрическими моделями и геометрическими базами данных. Внимание проектанта переключается на использование, применение электронных аналогов реальных изделий. При этом качество модели во многом определяет конечный результат проектирования изделия или процесса. Важность технологического компонента проявляется в том, что исследование процесса само по себе деятельностно. В мышлении наблюдается локальная личностная адаптация. Учащийся мысленно упрощает задачу настолько, чтобы имеющихся знаний хватило для преодоления неопределённости. Идеализация схемы, подсознательная забывчивость по отношению к тем исходным данным, которые непонятны и не соответствуют типовому представлению, составляют суть адаптации, играющей в данной ситуации роль самоорганизации внутренней информационной подсистемы учащегося.

Таким образом, свойства педагогической системы, обеспечивающие благоприятную учебную среду, дополняются настройкой внутреннего информационного пространства проектанта. Эта настройка состоит в том, что в условиях неопределённости пространственные представления преобразуются в эвристические проектные решения. Наличие инсайта и творческое осмысление со-

стояния информационного пространства составляют суть зарождающегося системного проектно-технологического мышления.

Постулируя наличие двух видов адаптации, будем использовать подход, предложенный Ж. Пиаже [6]. Если включение учащегося в работу среды признать «ассимиляцией», то действие среды, направленное на повышение эффективности ее воздействия на учащегося, следует называть «аккомодацией». В этом случае «равновесие между ассимиляцией и аккомодацией» составляет суть адаптации, непосредственно отражается на качестве проектного решения и проявляется (индицируется) в увеличении темпа работы.

Наличие успехов и возможность прогрессивной модификации системы позволяет задействовать специфический режим графо-геометрической подготовки. Он предполагает работу с одаренными учащимися, или «элитную подготовку». Если проектант может приобрести больше знаний и освоить более технологичные приемы моделирования, то проектируемая система должна обладать необходимой адаптацией и в этом направлении. Однако в начале стадии адепта насыщение информационного пространства геометрическими стереотипами происходит быстрее, чем формирование внутренней структуры логического и ассоциативного управления этими образами.

В связи с этим, опережение в освоении конструкторских и технологических стереотипов без должного осмысления их взаимодействия не способствует повышению качества проектных решений, а значит и графо-геометрической подготовки на данном этапе. Более продуктивным, по мнению автора, следует считать углублённое изучение методов применения уже известных проектанту геометрических образов, а также свойств, порождаемых разнообразными сочетаниями элементов. Проектное мышление необходимо формировать как систему типовых приемов с ассоциативно-интуитивным предугадыванием свойств и параметров ожидаемого результата. Компьютерное моделирование в этом смысле предоставляет разработчикам педагогической системы самые широкие

возможности для перехода от экстенсивному накопления знаний к интенсивному их применению.

Рассмотрим далее условия, необходимые и достаточные для реализации адаптации. Они зависят от ряда факторов, образующих организационное, методическое, техническое, программное и кадровое обеспечение учебной среды. Первым и основным признаком неготовности учащегося к усвоению учебного материала является нарушение расчётного графика проектирования. Особенность ситуации в том, что проектант может иметь достаточный (для выполнения данного задания) опыт работы в виртуальном пространстве моделей, ему известен инструктивный императив, но стратегия решения не рождается. Для оценки когнитивного процесса выделим два критерия: насыщенность внутренней информационной подсистемы и развитость психолого-организационной структуры для его использования. Возможные флуктуации в формировании системного проектно-технологического мышления должна и способна компенсировать педагогическая система с адаптивными свойствами. Схема реагирования системы на когнитивную ситуацию показана на рис. 1.

Уровень насыщенности внутренней информационной подсистемы, как и степень развитости психолого-организационной структуры, может принимать два значения: низкий и высокий. Поэтому возможны четыре варианта (случая) сочетания этих критериев:

- 1) высокая насыщенность информационного пространства и высокий уровень развития психолого-организационной структуры;
- 2) низкая насыщенность информационного пространства и высокий уровень развития психолого-организационной структуры;
- 3) высокая насыщенность информационного пространства и низкий уровень развития психолого-организационной структуры;
- 4) слабая насыщенность информационного пространства и низкий уровень развития психолого-организационной структуры.



Рис. 1. Реакция педагогической системы на когнитивные характеристики проектанта

Первый случай характеризуется высоким уровнем самоорганизации учащегося. Его внутренняя информационная система находится под действием положительной обратной связи, которая обусловлена стабильной мотивацией и обеспечивает автоколебательный характер воспроизведения стратегий. Однако необходимость проявления системой своих адаптивных функций вызывает сомнения вследствие того, что для этого потребуются анализ состояния подготовки всех учащихся, занимающихся в штатном режиме.

Если учащийся запомнил достаточное количество геометрических образов и одновременно освоил технологические приемы манипулирования этими образами (декомпозиция при анализе, регенерация элементов, вариативный синтез и др.), то проблема адаптации относится не к учащемуся, а к педагогической системе. Проектант является камертоном, задающим потребный уровень подготовки, на который должна настроиться система после своей модификации.

Второе сочетание отличается тем, что информационное пространство нуждается в наполнении, но учащийся обладает начальными навыками пространственного мышления и своей инициативностью демонстрирует наличие креативного склада характера.

Адаптивная функция системы должна проявиться в предоставлении учащемуся условий для расширения своего технико-технологического кругозора. Используя интеграцию программных сред, проектировщик педагогической системы как бы поднимает точку обзора, обеспечивая более широкий взгляд на предметную область.

В третьей ситуации наблюдается удовлетворительная геометрическая эрудированность, достаточный высокий уровень пространственных представлений, но отсутствие навыков манипулирования, т. е. выполнения мысленных операций с геометрическими образами. Адаптивная функция системы обеспечивает мониторинг подготовки такого учащегося с введением специально разработанных, корректирующих заданий, связанных с контролем знаний. Важную роль здесь играет формирование мотивации к самостоятельной работе, экспериментированию и формированию зачатков креативного мышления.

Четвертое сочетание критериев сигнализирует о серьезных проблемах в педагогической системе, обуславливающих невозможность решать учебные задачи в штатном режиме. В этом случае малый объем внутреннего информационного пространства учащегося не позволяет решать даже инст-

руктивные задачи на репродуктивном уровне. Отсутствие навыков пространственного осмысления условия задачи не может быть компенсировано только коррекцией мотивации и индивидуальным подходом. Адаптивная функция педагогической системы будет проявляться в том, что произойдет отступление на предыдущий этап подготовки, на котором активное использование технологических аспектов в изучении геометрических стереотипов послужит катализатором для ускоренного развития пространственных представлений.

В многоуровневой системе графо-геометрической подготовки адаптационная функция является обязательным атрибутом. Для доказательства этого достаточно сопоставить уровни развития мышления учащихся на разных этапах и длительность этих этапов. На развитие личности, в целом, и пространственного воображения, в частности, оказывает влияние целый комплекс факторов, значительная часть которых находится вне учебной среды.

Адаптация необходима там и в той степени, где и насколько внутренняя информационная подсистема учащегося и организация его мышления не соответствуют уровню решаемых проектных задач. Необходимость обеспечения устойчивости системы графо-геометрической подготовки обуславливает использование при её построении принципов самоорганизации.

Библиографический список

1. Хокс, Б. Автоматизированное проектирование и производство / Б. Хокс / Пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – 296 с.
2. Архангельский, С.И. Учебный процесс в высшей школе, его закономерные основы и методы: учеб. - метод. пособие / С.И.

Архангельский. – М.: Высш. школа, 1980. – 368 с.

3. Климов, Е.А. Введение в психологию труда: учеб. для вузов / Е.А. Климов. – М.: Культура и спорт, ЮНИТИ, 1998. – 350 с.

4. Иващенко, В.И. Компьютерное моделирование и автоматизированное изготовление изделий. Методика преподавания CAD/CAM – технологий / В.И. Иващенко, А.Б. Бейлин, А.И. Фрадков. – М.: Вентана-Граф, 2006. – 192 с.

5. Талызина, Н.Ф. Управление процессом усвоения знаний / Н.Ф. Талызина. – М.: Изд. Моск. ун-та, 1975. – 343 с.

6. Пиаже, Ж. Избранные психологические труды. Психология интеллекта. Генезис числа у ребенка. Логика и психология / Ж. Пиаже. – М.: Просвещение, 1969. – 659 с.

References

1. Hawkes B. The Cadcam Process. – Moscow: Mir, 1991. – 296 p.

2. Archangelski S.I. Study process in university, its appropriate bases and methods. – Moscow: Vyssh. shkola, 1980. – 368 p.

3. Klimov, E.A. Introduction to psychology of the labour: – Moscow: Culture and sport, YUNITI, 1998. – 350 p.

4. Ivaschenko, V.I. Computer modeling and automated manufacturing. Methods of the CAD/CAM – technology teaching / V.I. Ivaschenko, A.B. Beylin, A.I. Fradkov. – Moscow: Ventana-Graf, 2006. – 192 p.

5. Talyzina N.F. Management process assimilations of the knowledges. – Moscow: Mosk. State University Publ., 1975. – 343 p.

6. Piaget J. Selected psychological works. Psychology of the intellect. Number genesis of the infants. Logic and psychology. – Moscow: Prosveshchenie, 1969. – 659 p.

METHODOLOGY OF THE ADAPTIVE GRAPHIC AND GEOMETRIC TRAINING FOR THE COMPUTER AIDED DESIGN TEACHING

© 2009 V. I. Ivashchenko

Samara State Aerospace University

The methodological problems of the study environment design for the many-level graphic and geometric training system are considered. Presented that work with electronic model is an effective means for forming of the design-technological thinking of the CAD/CAM programs users. The necessary conditions for adaptive function ensuring of

the study environment are explored. The proposed approaches are used at «Aircraft engines» faculty of Samara state aerospace university (SSAU).

The Computer aided design, pedagogical system, graphic and geometric training, CAD/CAM program, geometric model, design-technological thinking

Информация об авторе

Ивашченко Владимир Иванович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой инженерной графики Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: ivashch@yandex.ru. Область научных интересов: графо-геометрическая подготовка, геометрическое моделирование, автоматизированное проектирование и производство, педагогика профессионального образования.

Ivashchenko Vladimir Ivanovich, Candidate of science, senior lecturer, head of engineer drawing sub-faculty of Samara State Aerospace University. E-mail: ivashch@yandex.ru. Area of research: drawing and geometric training, geometry modeling, CAD/CAM technologies, CAD professional education pedagogy.

ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА С ОХЛАЖДАЕМЫМИ ТУРБОРЕАКТИВНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ КАК ПЕРВОЙ СТУПЕНИ АВИАЦИОННО-КОСМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

© 2009 В. Л. Балакин, В. И. Потапов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Исследуется движение летательного аппарата с охлаждаемыми турбореактивными двигателями - первой ступени авиационно-космической системы - при выполнении манёвра «горка» с целью набора высоты с заданным углом наклона траектории для запуска ракеты с малой полезной нагрузкой на околоземную орбиту.

Авиационно-космическая система, первая ступень, охлаждаемый турбореактивный двигатель, манёвр «горка»

Для решения задачи вывода на низкие (до 400 км) околоземные орбиты малых полезных грузов (массой до 300 кг) рассматриваются проекты авиационно-космических систем (АКС) двух типов. Первый тип АКС предусматривает использование в качестве первой ступени существующих сверхзвуковых самолётов, например, истребителей МиГ-31И (Россия), F-15 (США), Rafale (Франция). Второй тип АКС предусматривает создание специальной первой ступени. Например, по проекту RASCAL (Responsive Access, Small Cargo, Affordable Launch - доступная система для запуска малых грузов по требованию) предполагается использовать в качестве первой ступени разрабатываемый специально для данной задачи аппарат MPV [1].

Первая ступень АКС должна обеспечить заданные условия для запуска ракетной ступени. С этой целью может быть использован манёвр «горка». В статье [2] этот манёвр исследован для АКС первого типа на примере сверхзвукового самолёта – прототипа истребителя МиГ-31И.

В данной статье рассмотрены результаты моделирования манёвра «горка» для набора высоты аппарата MPV и оценена эффективность применения двигателя, использующего систему MIPCC.

Система RASCAL [1]

Основные компоненты системы RASCAL представлены на рис. 1. Взлётная масса системы составляет 40800 кг, аппарат

MPV имеет в качестве полезной нагрузки двухступенчатую ракету массой 7200 кг, которая должна доставить на околоземную орбиту груз массой 110 кг.

Аппарат MPV (MIPCC-Powered Vehicle - аппарат с охлаждаемыми двигателями) оснащён четырьмя турбореактивными двигателями Pratt and Whitney F-100 со статической тягой 13,2 тонны (129500 Н) каждый. Главной особенностью проекта RASCAL является использования двигательной системы MIPCC (Mass Injection Pre-Compressor Cooling - система дополнительной подачи кислорода и охлаждения двигателя). Она включает в себя баки с водой и жидким кислородом для впрыскивания на больших высотах и при полёте с большими числами Маха (M). Система MIPCC расширяет высотно-скоростной диапазон работы двигателя и увеличивает его тягу. Двигатель, оснащённый системой MIPCC, может работать до высоты 26,8 км и до скорости, соответствующей числу $M=4$, в отличие от обычного двигателя, работа которого ограничена высотой 21 км и числом $M=3$. Улучшение высотно-скоростной характеристики двигателя в результате использования применения системы MIPCC показано на рис. 2,3.

По оси абсцисс отложена действительная высота полёта, по оси ординат – кажущаяся (при использовании системы MIPCC) высота. Таким образом, двигатель на действительной высоте работает, как будто полёт происходит на кажущейся высоте. Система MIPCC включается на высоте 4,2 км.



Рис. 1. Система RASCAL

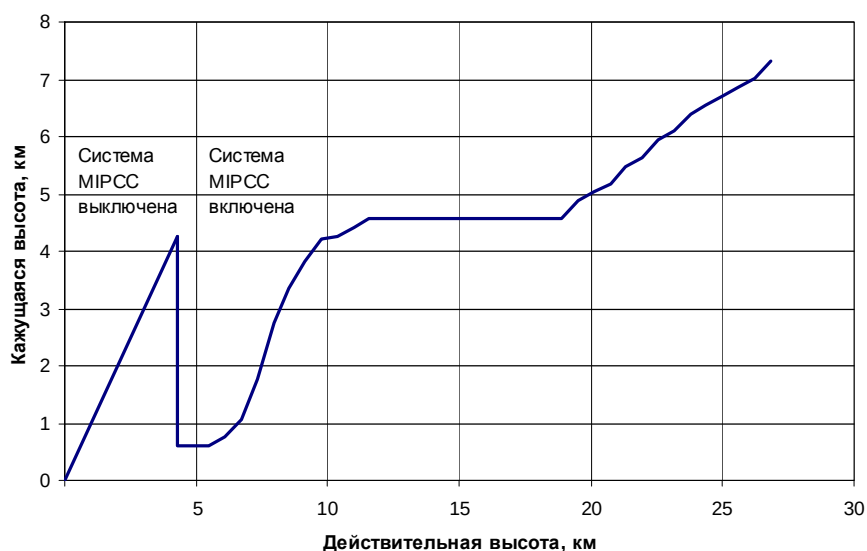


Рис.2. Улучшение работы двигателя по высоте при применении системы МРСС

До включения системы действительная высота равна кажущейся, а после включения кажущаяся высота меньше действительной. Например, при действительной высоте полёта 20 км, двигатель работает, как будто полёт проходит на высоте 5 км.

На рис. 3 приведены действительные и кажущиеся числа Маха. Система МРСС включается при числе М, превышающем 0,9.

При моделировании движения летательного аппарата в атмосфере важной характеристикой является максимальное значение коэффициента аэродинамической подъёмной силы C_{ya} , поскольку оно во многом определяет манёвренные возможности аппарата. На основании анализа аэродинамических характеристик аппарата МРВ

получена зависимость C_{ya}^{max} от числа М (рис. 4).

Профиль полёта системы RASCAL предполагает её взлёт с аэродрома базирования; горизонтальный полёт на высоте 15 км при скорости, соответствующей числу $M=0,8$ в район запуска; манёвр набора высоты, который обеспечивает необходимые условия для запуска ракеты; запуск ракеты; снижение первой ступени до высоты 15 км и её возвращение на аэродром базирования. В конце манёвра аппарат МРВ достигает высоты 63 км при угле наклона траектории 20° и скорости 680м/с, которые необходимы для запуска двухступенчатой ракеты с полезной нагрузкой.

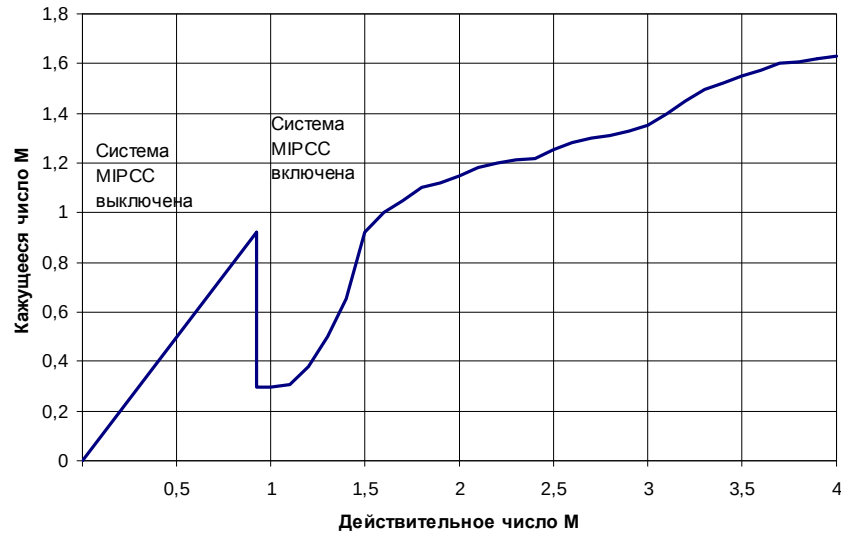


Рис. 3. Улучшение работы двигателя по числу Маха при применении системы МРСС

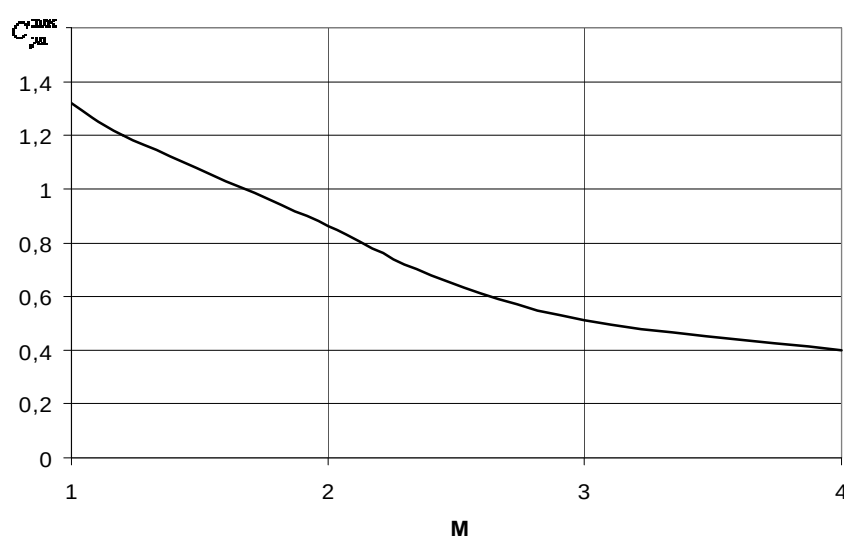


Рис. 4. Зависимость максимального значения коэффициента подъемной силы от числа Маха

Манёвр набора высоты

Движение аппарата описывается системой дифференциальных уравнений в траекторной системе координат:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dV}{dt} &= \left[\frac{P}{mg} - \sin \theta - C_{xa}(M, C_{ya})q \frac{S}{mg} \right], \\ \frac{d\theta}{dt} &= \left[\frac{C_{ya}q}{V} \cdot \frac{S}{mg} - \frac{\cos \theta}{V} \right], \\ \frac{dh}{dt} &= V \cdot \sin \theta. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Здесь V – скорость; θ – угол наклона траектории; h – высота; P_0 – тяга; m – масса; g – ускорение свободного падения; C_{xa} – коэффициент силы лобового сопротивления;

$q = \frac{\rho V^2}{2}$ – скоростной напор; ρ – плотность воздуха; S – площадь крыла; t – время.

Стандартный манёвр «горка» с целью набора высоты состоит из трёх участков: вход в «горку», прямолинейный участок набора высоты, выход из «горки». Как показано в [2], при наборе максимальной высоты эффективна «горка» без прямолинейного участка. Аппарат, достигнув заданного угла наклона траектории, сразу выходит из «горки». Поэтому в дальнейшем рассматривается только один участок, определяющий условия запуска ракеты с полезной нагрузкой. На этом участке аппарат переходит из режима установившегося горизонтального полёта в режим набора высоты до достижения заданного угла наклона траектории, требуемого

для запуска ракеты. Параметром управления является нормальная скоростная перегрузка n_{ya} , с которой начинается манёвр и которая превышает единицу.

Коэффициент подъёмной силы определяется следующим образом:

$$C_{ya} = \frac{n_{ya} mg}{q \cdot S}. \quad (2)$$

Если в процессе интегрирования дифференциальных уравнений (1) коэффициент C_{ya} , определяемый согласно (2), оказывается больше значения $C_{ya}^{\max}$, то принимается, что $C_{ya} = C_{ya}^{\max}$.

Моделирование манёвра «горка» с использованием МРСС. Аппарат МРВ начинает манёвр с высоты $h = 19$ км со скоростью, соответствующей числу $M = 4$. Манёвр заканчивается при выходе из «горки» и достижении угла наклона траектории $\theta = 20^\circ$.

Результаты моделирования для различных значений перегрузки приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Конечные значения высоты и скорости

n_{ya}	2	3	4	5
$h_k, \text{км}$	53,9	57,8	62,8	66,4
$V_k, \text{м/с}$	797	676	593	511

Из неё следует, что наиболее близкими к проектным характеристикам аппарата МРВ являются результаты, соответствующие перегрузке, равной 3. Поэтому этот вариант проанализируем более подробно. Аппарат входит в «горку» с перегрузкой $n_{ya} = 3$ и продолжает движение с этой перегрузкой (рис. 5). Сначала движение происходит со скоростью, соответствующей максимальному числу $M = 4$. Данное ограничение обусловлено работой двигателя. После отключения двигателя на высоте 26,8 км скорость начинает уменьшаться (рис. 6). Поскольку высота полёта увеличивается и, соответственно, уменьшается плотность воздуха, то уменьшается и скоростной напор $q = \frac{\rho V^2}{2}$.

Поэтому, как следует из соотношения (2), для поддержания постоянной перегрузки n_{ya} коэффициент подъёмной силы C_{ya} должен увеличиваться до тех пор, пока не достигнет максимального значения $C_{ya}^{\max}$ (рис. 5). Затем аппарат движется с $C_{ya}^{\max}$, и при этом перегрузка уменьшается. В конце траектории при угле наклона 20° аппарат достигает высоты 58 км при скорости 676 м/с (рис. 6).

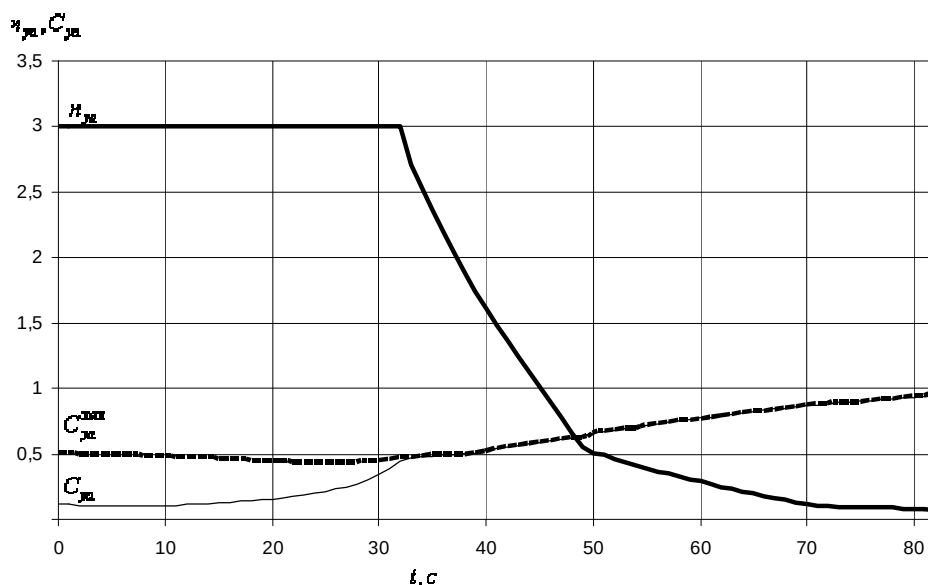


Рис. 5. Зависимости перегрузки n_{ya} и коэффициента подъемной силы C_{ya} от времени t при полёте с системой МРСС

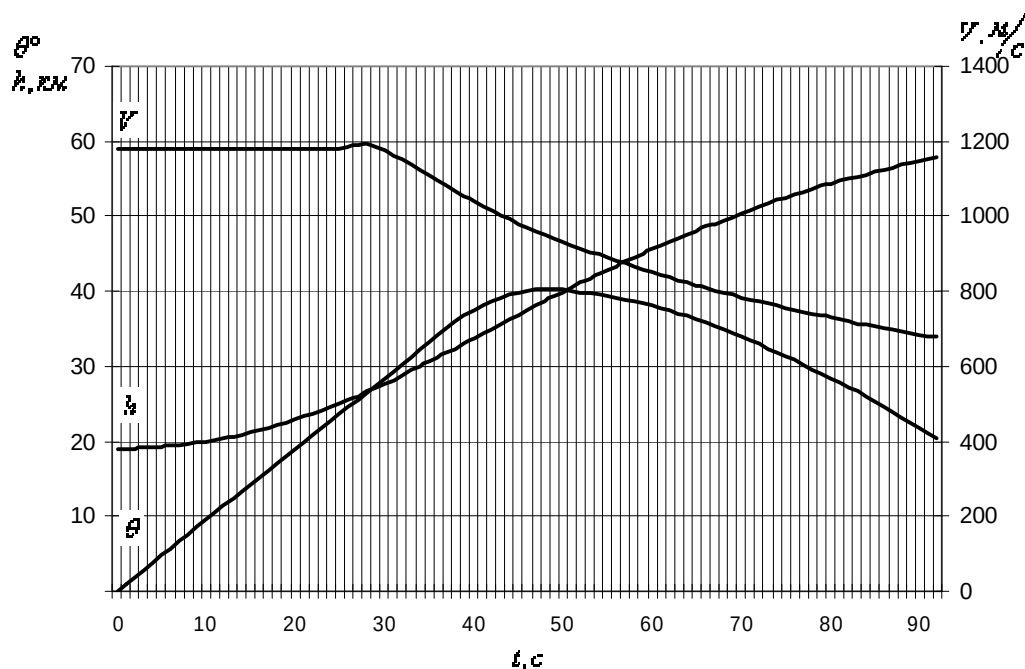


Рис. 6. Зависимости высоты h , скорости V и угла наклона траектории θ от времени t при полёте с системой МРСС

Моделирование манёвра «горка» без использования МРСС. Манёвр начинается со скоростью, соответствующей числу $M=3$, что обусловлено ограничением на работу двигателя. Скорость уменьшается с начала манёвра, поскольку суммарная тяга двигателей меньше силы лобового сопротивления. На высоте 21 км двигатели отключаются. Аппарат движется с постоянной перегрузкой, при этом C_{ya} возрастает до достижения максимального значения $C_{ya}^{\max}$. Затем аппарат движется с $C_{ya}^{\max}$, и при этом перегрузка уменьшается. При перегрузке $n_{ya} = 2$ при достижении угла наклона траектории 20° аппарат достигает высоты 40,3 км с дозвуковой скоростью 242 м/с.

Увеличить конечную скорость до сверхзвуковой можно при увеличении конечного угла наклона траектории. Однако при этом уменьшается конечная высота. Например, для $n_{ya} = 2$ при максимальном угле наклона траектории 40° скорость равна 363 м/с на высоте 37,5 км.

Увеличение перегрузки приводит к некоторому росту высоты при снижении конечной скорости. Например, для $n_{ya} = 3$ при угле наклона траектории 40° высота увели-

чивается до 39,7 км, но скорость уменьшается до дозвуковой и составляет 216 м/с.

Таким образом, результаты моделирования показывают, во-первых, их близость к проектным характеристикам системы RASCAL и, во-вторых, большую эффективность применения системы МРСС, позволяющей существенно повысить высоту (на 20 км) и сверхзвуковую скорость (на 310 м/с) запуска ракеты.

Библиографический список

1. Responsive Access Small Cargo Affordable Launch (RASCAL) Independent Performance Evaluation David Young AE8900 Special Project Report May 3, 2004 School of Aerospace Engineering Space System Design Laboratory Georgia Institute of Technology Atlanta, Georgia 30332-0150. <http://hdl.handle.net/1853/8372>.
2. Балакин, В.Л. Траектории движения сверхзвукового самолёта как первой ступени авиационно-космической системы [Текст] / В.Л.Балакин, В.И.Потапов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – №1.

References

1. Responsive Access Small Cargo Affordable Launch (RASCAL) Independent Performance Evaluation David Young AE8900 Special Project Report May 3, 2004 School of Aerospace Engineering Space System Design Laboratory Georgia Institute of Technology Atlanta, Georgia 30332-0150. <http://hdl.handle.net/1853/8372>.
2. Balakin V.L Motion trajectories of supersonic aircraft as the first stage of aircraft-space systems// V.L Balakin, V.I. Potapov// Polyot (Flight): Russian scientific and technical Journal – 2009. – № 2. – p.7-15.

MOTION TRAJECTORIES OF THE VEHICLE WITH MASS INJECTION PRE-COMPRESSOR COOLING TURBOJET ENGINES AS THE FIRST STAGE OF AIRCRAFT-SPACE SYSTEMS

© 2009 V. L. Balakin, V. I. Potapov

Samara State Aerospace University

The motion of the vehicle with Mass Injection Pre-Compressor Cooling turbojet engines as the first stage of an aircraft-space system during the “steep – climb” maneuver is discussed. The aim of the maneuver is to climb at the preset inclination angle of the trajectory in order to launch a rocket with small payload into the low-earth orbit.

Aircraft-space system, the first stage, Mass Injection Pre-Compressor Cooling turbojet engine, “steep-climb” maneuver

Информация об авторах

Балакин Виктор Леонидович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой динамики полёта и систем управления Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: balakin@ssau.ru. Область научных интересов: динамика и управление движением летательных аппаратов.

Потапов Валентин Иванович, аспирант Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: patapv@mail.ru. Область научных интересов: динамика и управление движением летательных аппаратов.

Balakin Victor Leonidovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of Department of Flight Dynamics and Control Systems of Samara State Aerospace University. E-mail: balakin@ssau.ru. Area of research: dynamics and motion control of flying vehicles.

Potapov Valentin Ivanovich, post-graduate student of Samara State Aerospace University. E-mail: patapv@mail.ru. Area of research: dynamics and motion control of flying vehicles.

ОСОБЕННОСТИ АДАПТАЦИИ ПЕРВОКУРСНИКОВ СГАУ В УСЛОВИЯХ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ОБУЧЕНИЯ

©2009 А.И. Белоусов, А.Г. Маслова

Самарский государственный аэрокосмический университет

Проанализированы основные вопросы адаптации первокурсников, относящиеся к её определению и новизнам, проблемам, факторам и оценке уровня адаптированности, под ракурсом условий инновационного вуза на примере графо-геометрической подготовки с использованием компьютерных технологий.

Адаптация, первокурсники, социальная адаптация, профессиональная адаптация, графо-геометрическая подготовка, педагогическая система, ассимиляция, аккомодация, синергетика, когнитивная деятельность, сензитивный период, адепт, оптант

Как известно, объём информации, которым владеет человечество, удваивается через каждые пять лет. Знания постоянно обновляются и устаревают. Поэтому инновационное образование ориентировано не столько на передачу знаний, сколько на овладение компетенциями, позволяющими самостоятельно добывать и даже формулировать новые знания [1], т.е. надо владеть технологиями получения, переработки и применения новой информации.

Инновационное образование предусматривает обучение в процессе создания новых знаний благодаря интеграции фундаментальной науки, обучения и производства. В этом тезисе ничего нового нет. Ещё 25-40 лет назад, во времена расцвета отраслевых научно-исследовательских лабораторий (ОНИЛ), образованных впервые в стране в 1958 г. в КуАИ (ныне СГАУ) при некоторых профилирующих кафедрах, были созданы учебно-научно-производственно-воспитательные комплексы (УНПВК) на основе этих кафедр и ОНИЛ. Например, в УНПВК на базе кафедры “Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов” и ОНИЛ-1 “Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий” проводились практически все виды занятий и представительные всесоюзные и международные научные форумы [2-5]. В ОНИЛ-1 велись научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по договорам с НИИ (АН СССР и отраслевыми), ОКБ и промышленными предприятиями, а также

осуществлялось конструкторское сопровождение серийного производства разрабатываемых изделий при участии практически всех преподавателей кафедры с привлечением сотрудников других кафедр и студентов. В порядке обобщения результатов НИР разработаны новационные учебные дисциплины и разделы традиционных курсов [5,6], защищено более 20 докторских и большое число кандидатских диссертаций. Существовала интеграция обучения и вузовской науки с фундаментальной наукой и производством. При таких предпосылках проблема адаптации студентов к условиям вуза и профессиональной деятельности хотя и существовала, но не была столь острой. К сожалению, события 90-х годов прошлого века практически ликвидировали интеграцию образования, фундаментальной науки и производства. В этом авторы видят одну из причин усложнения проблемы адаптации студентов младших курсов.

Проблема адаптации первокурсников является сложной, многофакторной и многоуровневой. Решение её имеет специфику на начальном этапе обучения, обусловленную раннеюношеским возрастом первокурсников. Диалектическое единство в человеке уникальности и универсальности, биологического и социального обусловило необходимость исследования этой проблемы с позиций различных наук: философии, педагогики, социологии, психологии, биологии и других. Проблема адаптации по укоренившимся в науке методологическим воззрени-

ям считается одной из кардинальных и важнейших задач биологии. Взятое из биологии понятие «адаптация» используется другими науками как инструмент познания процесса взаимодействия человеческого организма и окружающих его условий на всех уровнях от физиологического до социально-психологического. В этой связи выделяются различные виды адаптации: биологическая, физиологическая, психологическая, социальная, социально-психологическая, профессиональная.

Хотя отдельные аспекты проблемы адаптации разработаны достаточно полно, но отсутствует общая теория адаптации, нет единых представлений об основных закономерностях адаптации, а также достаточно чётких и однозначных определений этого понятия.

Подходы к определению понятия адаптации различны.

Под адаптацией понимают:

1) состояние, когда потребности обучаемого и общества полностью удовлетворяются;

2) процесс, посредством которого достигается гармоничное состояние обучаемого и социальной среды;

3) итог процесса изменений социальных, социально – психологических, экономических, возрастных, этнических отношений между людьми.

Внутриличностные, межличностные, групповые и общественные процессы определяют разновидности социальной адаптации. Социальная адаптация первокурсников имеет свои особенности. Первокурсники входят в процесс вузовского обучения с новым социальным статусом студента, что требует от них выбора способов поведения, соответствующих новому статусу. Процесс приспособления может быть длительным и вызвать перенапряжение на психологическом и физиологическом уровнях, вследствие чего могут проявиться растерянность и даже неудовлетворённость пребыванием в вузе, резко понизиться активность.

Можно выделить две стороны социальной адаптации студентов: профессиональную, под которой будем понимать приспособление к характеру, содержанию, условиям и организации учебного процесса, выра-

ботке навыков самостоятельности в учебной и других видах работы, а также социально-психологическую как приспособление студента к группе и выработку собственного стиля поведения. Социально-профессиональную адаптацию обычно рассматривают в трёх аспектах: биологическом (приспособление организма к условиям профессиональной деятельности и общения), психолого-педагогическом (процесс социализации студента в процессе обучения в вузе), социологическом (совпадающий с окончанием обучения и началом профессиональной трудовой деятельности). Профессиональная адаптация студента является предпосылкой его активной деятельности и условием её эффективности. Именно этим определяется положительное значение адаптации для успешного функционирования студента в различных социальных ролях. Известно три вида профессиональной адаптации студентов-первокурсников в условиях вуза: 1) формальная, определяемая познавательно-информационным приспособлением студента к новым окружению, структуре учебного заведения, содержанию обучения в нём, требованиям и обязанностям; 2) общественная, касающаяся объединения групп студентов-первокурсников и интеграции этих же групп со студенческим окружением ; 3) дидактическая, характеризующаяся подготовкой студентов к новым формам и методам деятельности в вузе.

Готовы ли старшеклассники физиологически, психологически, социально к обучению в новой образовательной системе, которая предполагает совершенно иные, чем у школьника, « взрослые » модели и стратегии поведения с ровесниками, преподавателями и родителями? Эта система предъявляет высокие требования к физическим, психологическим и социальным качествам учащихся, у многих из которых ещё не стабилизировалась деятельность гормональной и нервной систем. Первый курс обучения в вузе особенный. Здесь формируется отношение молодёжи к учёбе и будущей профессиональной деятельности, продолжается «активный поиск себя». Сколько окончивших среднюю школу с медалями не сразу « находят себя», теряют уверенность в своих силах. Порой первая неудача приводит к потере перспек-

тивны, разочарованию, отчуждённости, пассивности.

В настоящее время проблема адаптации студентов на начальном этапе профессионально - инженерной подготовки должна занимать важное место в педагогической науке и практике. Современная высшая школа оказалась не вполне подготовленной к трансформации общественно-политической жизни. Теперь одни только знания в традиционном понимании не могут быть критерием и средством успешной адаптации (а в более широком смысле - и социализации) вчерашних школьников.

Проблема профессиональной адаптации также обусловлена мотивами выбора абитуриентом инженерной профессии, которые могут быть не техническими. Сегодня адаптация первокурсников в техническом вузе затруднена множеством причин общего характера (падение престижности инженерных специальностей, отдельных вузов или факультетов) и специфическими трудностями, характерными для отдельных специальностей. Не последнюю роль играет и недостаточная информированность студентов о содержании их будущей профессии. Это связано с рядом причин: в СМИ слабо освещается потребность общества в инженерно-технических кадрах; принижен социальный статус преподавателей в вузах, большинство которых являются по образованию инженерами соответствующих специальностей; невысок престиж самой профессии преподавателя в современных социально-экономических условиях. Не следует забывать и об общей атмосфере учебного заведения, общем фоне одобрения или отвержения той или иной специальности или специализации в среде профессорско-преподавательского состава и отношении ректората к этому вопросу. Немаловажен опыт отдельных кафедр и факультетов, которые или утвердили идею конкретной инженерной специальности, или, наоборот, «напортачили», тем самым, навредив самой идее.

Естественно, что адаптация первокурсников СГАУ проходит наиболее успешно у тех студентов, выбор профессии которых определялся профессионально-инженерными мотивами. Это, как правило, учащиеся, чьи родители являются выпускниками КуАИ

– СГАУ, а в настоящее время работают в аэрокосмических отраслях. Результаты опросов наших студентов свидетельствуют о том, что адекватный или неадекватный уровень представления студента о профессии соотносится с уровнем его отношения к учёбе: чем больше студент знает о профессии, тем у него более позитивное отношение к учебной деятельности.

Для системы высшего образования целесообразно снижать срок адаптации студентов к условиям обучения в вузе. Для решения этой задачи создаются структуры довузовского образования: специализированные и профильные классы, школы, подготовительные курсы и факультативные занятия. Адаптация первокурсников связана с решением трёх задач:

- 1) созданием системы мотивации к получению профессионального образования;
- 2) разработкой методологии преемственности в обучении;
- 3) созданием полной информированности первокурсников о требованиях, методах и особенностях обучения в конкретном вузе, состоянии рынка труда по каждой специальности.

Практическое решение задач, связанных с оптимизацией процесса адаптации первокурсников, предполагает разработку методов диагностики их адаптационных способностей, уровня адаптированности, определение направлений процесса адаптации. Исходя из положений системного подхода, методологию адаптации студентов к условиям учёбы в вузе необходимо строить с учетом индивидуальных особенностей личности – от биологических до социально-психологических. Основными признаками эффективной адаптации являются социально – экономическая активность в результате приобретения знаний, умений, навыков и компетенций, а также личностные отношения (интеллектуальные, эмоциональные).

Для оценки уровня адаптированности могут быть использованы критерии: успеваемость; социометрические показатели (статусный ранг и удовлетворенность взаимоотношениями в группе); показатели учебной активности (посещаемость, подготовленность к занятиям и периодическому контролю знаний, своевременность выполнения

лабораторных работ и отчётов по ним); активное участие в общественной жизни коллектива (художественной самодеятельности, спортивных секциях и др. мероприятиях).

Одна из важнейших задач учебно-воспитательной деятельности технического вуза (и особенно СГАУ как обслуживающего аэрокосмические отрасли, ныне не пользующиеся особой востребованностью в России) - сохранение контингента студентов и создание условий для их развития и социализации. Как известно, самый большой «отсев» студентов происходит на 1-ом курсе, что объясняется трудностями адаптационного периода к новым условиям обучения (для иногородних - новыми условиями жизни).

Акцент на развитие личности студента выдвигает ряд вопросов и проблем, среди которых учет индивидуальных особенностей учащегося в учебно-воспитательном процессе вуза и разработка программы психолого – педагогической поддержки младшекурсников должны занимать одно из центральных мест.

Успешность адаптации обусловлена различными факторами, определяемыми личностью студента (возрастные особенности юношеского возраста, индивидуально-психологические характеристики личности, мотивация к обучению, гностические умения, готовность принять корпоративную культуру технического вуза, уровень сформированности навыков самостоятельной работы и умений систематизации материала, уровень сформированности коммуникативной компетенции); личностью преподавателя (умение работать с молодёжью в новых условиях; гностические, организаторские, коммуникативные, проектировочные и конструкторские составляющие педагогических умений и др.); образовательной средой вуза (образовательный процесс, внеаудиторная занятость по разным направлениям, система ценностей, досуг, психолого-педагогическая поддержка образовательного процесса, общесоциальная поддержка, приверженность к традициям СГАУ и той или иной сформировавшейся системе обучения, материально-техническая база, условия в общежитии и др.).

Современная высшая школа использует в качестве основополагающего принципа

принцип гуманизации образования и рассматривает систему условий, обеспечивающих развитие личности во всех её проявлениях. Особенно плодотворно участие профилирующих кафедр в этом вопросе [7].

Таким образом, успешность адаптации определяется активной позицией как студента, так и преподавателя, т.е. их активной совместной деятельностью. Студент должен вырабатывать и выбирать для себя пути и способы достижения образовательных целей, а преподаватель – создавать необходимые для этого условия.

В адаптационный процесс должны быть включены все учебные дисциплины и, естественно, все преподаватели, ведущие занятия со студентами младших курсов.

В настоящее время актуально использование информационных технологий в образовании [8]. Проиллюстрируем систему адаптации студентов младших курсов факультета ДЛА СГАУ на примере графо – геометрической подготовки с использованием компьютерных технологий. Идеологами этой подготовки являются декан факультета профессор А.И. Ермаков, заведующий кафедрой инженерной графики доцент В.И. Иващенко и доцент Л.А. Чемпинский. Позаимствуем основные положения этой системы из статей [9, 10].

В настоящее время очевидным является факт отставания теории графо-геометрической подготовки. Ситуация осложняется тем, что имеет место разрыв в содержании довузовской подготовки, обеспечиваемой общеобразовательными учреждениями, и новыми дисциплинами, которые вводятся в передовых технических университетах. Серьезные трудности при совершенствовании и реформировании учебного процесса возникают из-за большого разброса в знаниях студентов. Создание электронных методических материалов (учебников, тренажеров, библиотек заданий и прототипов решений) способствует выравниванию уровня подготовки. Однако наличие современных средств обучения само по себе, вне системного подхода к формированию учебного информационного пространства на факультете и в университете в целом, безусловно, не гарантирует высокое качество образовательного процесса.

Обучение в техническом университете опирается на знания и умения учащихся, приобретённые в общеобразовательном учебном заведении, и обеспечивает студентов информацией и навыками, необходимыми для решения проектных задач в специальных предметных областях [11]. Педагогическая система должна быть пригодной для модернизации и способной к самосовершенствованию в условиях наличия широкого спектра специальностей и специализаций, достаточно просто адаптируемой к вариативным курсам дисциплин с учётом входных параметров на каждом уровне обучения. На факультете ДЛА СГАУ создана и успешно функционирует многоуровневая педагогическая система сквозной графической подготовки, в которой важную адаптивную функцию выполняют такие дисциплины, как начертательная геометрия, графические редакторы (основы электронного геометрического моделирования) и компьютерная инженерная графика.

Адаптивная функция педагогической среды обеспечивается применением эффективного механизма обратной связи. В качестве прототипа для его организации используется схема управления целенаправленным поведением [12]. Для построения многоуровневой системы графо-геометрической подготовки в СГАУ разработаны концепция развития образного мышления на основе компьютерного 3D моделирования [13] и концепция формирования внутреннего информационного пространства учащихся на основе геометрических образов с технологическим генезисом [14]. При этом геометрическая форма рассматривается как единство функциональности и технологического метода получения, а интерпретация отображения поверхностей на плоскости насыщается технологическими примерами и аналогиями. Адаптационная сущность такого приёма проявляется в расширении диапазона ассоциативных связей, формирование которых обусловлено личным опытом учащегося. В этом смысле и программа ADEM, выбранная в качестве стандарта для первого уровня (первый и второй курсы обучения), отличается наличием инструментально-методических средств, обеспечивающих расчётный

режим освоения принципиально нового для учащихся рода деятельности.

Педагогическая система называется адаптивной, если в ней с целью достижения заданных параметров качества обучения обеспечивается необходимое соответствие сложности учебных задач и возможностей учащихся для их решения. В понятии «адаптивность» отражается необходимость выравнивания степени подготовленности обучаемых в переходные периоды. Переходные периоды характеризуются следующими изменениями в потребном уровне развития пространственных представлений: от конкретного к абстрактно-изобразительному – переход плавный; от абстрактно-изобразительного к предметно-реализуемому – переход скачкообразный; от предметно-реализуемого к теоретико-шаблонному – переход скачкообразный, критический; от теоретико-шаблонного к аналитико-прогностическому – переход скачкообразный; от аналитико-прогностического к креативному – переход плавный.

Поскольку в данном списке преобладают резкие переходы, многоуровневая система графо-геометрической подготовки специалистов в области автоматизированного проектирования и производства наукоёмких изделий не может не быть адаптивной. Сохранение функции адаптивности не ограничивается созданием условий для быстрой адаптации учащихся. При многоуровневой подготовке процесс обучения растягивается во времени. Поэтому некоторые задачи, поставленные при проектировании педагогической системы, теряют актуальность и заменяются новыми, обусловленными потребностями более высоких уровней [9]. Предусмотреть безошибочное распределение всего объёма знаний и умений по возрастным этапам сразу не представляется возможным. Поэтому в самой системе должен присутствовать механизм самоорганизации. В графо-геометрической подготовке специалистов по автоматизированному проектированию, по нашему мнению, механизм саморегулирования может быть построен именно на основе технологического компонента предметной области.

Наиболее резко диссонанс внутреннего информационного пространства учащегося и

внешней учебной среды проявляется на рубеже «школа – вуз». Стадия оптации (по классификации Е.А. Климова [15]) завершается формированием предметно-реализуемых пространственных представлений. Учащиеся способны решать конкретные практические задачи, применять свои знания, но репродуктивно. Несмотря на кажущееся разнообразие приложений, творчество ограничено инструктивным характером действий. Учащийся приобрёл некоторый кругозор, диапазон задач широк, однако набор образов во внутреннем контуре сознания недостаточно организован. В данный момент отсутствуют необходимые иерархические связи, структурированность внутреннего информационного пространства.

В то же время освоение нового, университетского стиля учебной работы означает переход к теоретико-шаблонному уровню пространственных представлений. Начинается активное насыщение памяти стереотипами конструктивных и технологических решений, актуализирующихся в геометрических моделях. Формирующееся проектное мышление приобретает признаки системного, вследствие действия теоретического аппарата, который всегда является системой знаний. Значительная часть абитуриентов входят в стадию адепта, не обладая необходимыми качествами: волей, мотивацией, объективным видением своих способностей.

Таким образом, можно выделить две стороны наблюдаемого противоречия – отмеченного выше диссонанса. Во-первых, это противоречие объективное, заключающееся в том, что школа вроде бы подготовила учащегося к продолжению образования, а он многого не знает и не умеет. Во-вторых, проявляется субъективное противоречие, обусловленное неготовностью учащегося настроиться на стиль учебной работы в университете, принять правила и требования новой учебной среды.

В результате указанных несоответствий замедляется процесс интериоризации, определяющий формирование и совершенствование внутреннего информационного пространства. Поскольку внутренние представления имеют деятельностное выражение [14], учащийся в данный период затрудняется принять решение, выбрать стратегию про-

ектирования даже при наличии достаточного запаса типовых образов. Этим обусловлена важность моделирования, проработки учащимся этапов анализа и синтеза формы в виде типовых приёмов. В рассматриваемый период обучения важно, чтобы решение задачи обязательно заканчивалось результатом – целостным образом изделия или процесса. Практические занятия необходимо проектировать по принципу достаточности имеющихся стереотипов с учётом варьирования их комбинаций. С другой стороны, процесс адаптации будет носить неустойчивый характер, если информационное пространство расширяется «на перспективу». Получение результата на внешнем для проектанта контуре усиливает яркость образов на внутреннем. При этом происходит активное запоминание и прошивка внутреннего информационного пространства логико-ассоциативными связями.

Следующие этапы, требующие адаптивной реакции системы, связаны с переходом от абстрактно-изобразительного восприятия к предметно-реализуемому и от теоретико-шаблонного к аналитико-прогностическому. В последнее время в старших классах общеобразовательной школы такие предметы, как черчение и технология, подчас отсутствуют. Поэтому первый переход фактически соединяется с периодом поступления в университет, т. е. подчиняется закономерностям рассмотренного выше феномена.

Аналитико-прогностическое мышление в большей степени ориентирует учащегося на разработку собственной стратегии получения проектного решения. Данный этап приходится на период, когда заканчивается базовая графическая подготовка на кафедре инженерной графики и начинается изучение общеинженерных дисциплин, требующих представления проектного решения в виде геометрических моделей (теория механизмов и машин, детали машин, термодинамика и теплопередача, гидравлика и др.). Здесь главную роль в реализации адаптивной функции педагогической системы должна играть «белая» обратная связь [16], которая обеспечивает модернизацию системы в режиме мониторинга качества подготовки.

Основная когнитивная проблема, вызывающая необходимость адаптации в период перехода от общетехнической подготовки к специальной профессиональной [11], раскрывается в следующем противоречии. Современные методы проектирования предполагают свободное владение параметрическими моделями и геометрическими базами данных. Внимание проектанта переключается на использование, применение электронных аналогов реальных изделий. При этом качество модели во многом определяет конечный результат проектирования изделия или процесса. Важность технологического компонента проявляется в том, что исследование процесса само по себе деятельностно. Например, исследования поведения детали, к которой приложена статическая или динамическая нагрузка, или процесса течения рабочей среды в проточном тракте изделия связаны с анализом геометрии (форма и размеры) этого изделия и готовностью к осознанному, целенаправленному редактированию геометрии.

Пространственные представления в данный период обучения приобретают системные свойства, а мышление – черты «мышления в производственной деятельности» [17]. Характерным признаком, по нашему мнению, является наличие неопределённости в проблемной ситуации, которую можно разрешить, творчески используя комбинации типовых приёмов. В мышлении наблюдается локальная личностная адаптация. Учащийся мысленно упрощает задачу настолько, чтобы имеющихся знаний хватило для преодоления неопределённости. Идеализация схемы, подсознательная забывчивость по отношению к тем исходным данным, которые непонятны и не соответствуют типовому представлению, составляют суть адаптации, играющей в данной ситуации роль самоорганизации внутренней информационной подсистемы учащегося. Таким образом, свойства педагогической системы, обеспечивающие благоприятную учебную среду, дополняются настройкой внутреннего информационного пространства проектанта. Эта настройка состоит в том, что в условиях неопределённости пространственные представления преобразуются в эвристические проектные решения. Наличие инсайта и

творческое осмысление состояния информационного пространства составляют суть зарождающегося системного проектно-технологического мышления.

Согласно Ж. Пиаже [18] будем называть, как предложено в [9], включение учащегося в работу среды ассимиляцией, а действие среды, направленное на повышение эффективности ее воздействия на учащегося, – аккомодацией. В этом случае «равновесие между ассимиляцией и аккомодацией» составляет суть адаптации, непосредственно отражается на качестве проектного решения и проявляется (индицируется) в увеличении темпа работы. Наличие успехов и возможность прогрессивной модификации системы позволяет задействовать специфический режим графо-геометрической подготовки – работу с одаренными учащимися, или «элитную подготовку». Если проектант может приобрести больше знаний и освоить более технологичные приемы моделирования, то проектируемая система должна обладать необходимой адаптацией и в этом направлении. Однако в начале стадии адепта насыщение информационного пространства геометрическими стереотипами происходит быстрее, чем формирование внутренней структуры логического и ассоциативного управления этими объектами.

В связи с этим, опережение в освоении конструкторских и технологических стереотипов без должного осмысления их взаимодействия не способствует повышению качества проектных решений, а, значит, и графо-геометрической подготовки на данном этапе. Более продуктивным, по мнению авторов, следует считать углублённое изучение методов применения уже известных проектанту геометрических образов, а также свойств, порождаемых разнообразными сочетаниями элементов. Проектное мышление необходимо формировать как систему типовых приёмов с ассоциативно-интуитивным предугадыванием свойств и параметров ожидаемого результата. Компьютерное моделирование в этом смысле предоставляет разработчикам педагогической системы самые широкие возможности для перехода от экстенсивного накопления знаний к интенсивному их применению.

Рассмотрим далее необходимые и достаточные условия для реализации адаптации. Они зависят от ряда факторов, образующих организационное, методическое, техническое, программное и кадровое обеспечение учебной среды. Первым и основным признаком неготовности учащегося к усвоению учебного материала является нарушение расчётного графика проектирования. Особенность ситуации в том, что проектант может иметь достаточный (для выполнения данного задания) опыт работы в виртуальном пространстве моделей, ему известен инструктивный императив, но стратегия решения не рождается.

Подробное и точное детерминирование когнитивного процесса на длительную перспективу не представляется возможным. Вероятные флуктуации в формировании системного проектно-технологического мышления должна и способна компенсировать педагогическая система с адаптивными свойствами.

Уровень насыщенности внутреннего информационного пространства, как и развитости психолого-организационной структуры, может принимать два значения: низкий и высокий. Поэтому возможны четыре варианта (случая) сочетания этих критериев:

- 1) высокая насыщенность информационного пространства и высокий уровень развития психолого-организационной структуры;
- 2) низкая насыщенность информационного пространства и высокий уровень развития психолого-организационной структуры;
- 3) высокая насыщенность информационного пространства и низкий уровень развития психолого-организационной структуры;
- 4) слабая насыщенность информационного пространства и низкий уровень развития психолого-организационной структуры;

Первый случай характеризуется высоким уровнем самоорганизации учащегося. Его внутренняя информационная система находится под действием положительной обратной связи, которая обусловлена стабильной мотивацией и обеспечивает автоколебательный характер воспроизведения стратегий. Однако необходимость проявления системой своих адаптивных функций вызывает сомнения вследствие того, что для

этого потребуется анализ состояния подготовки всех учащихся, занимающихся в штатном режиме.

Если учащийся запомнил достаточное количество геометрических образов и освоил технологические приёмы манипулирования этими образами (декомпозиция при анализе, регенерация элементов, вариативный синтез и др.), то проблема адаптации относится не к учащемуся, а к педагогической системе. Проектант является камертоном, задающим потребный уровень подготовки, на который должна настроиться система после своей модификации.

Второе сочетание отличается тем, что информационное пространство нуждается в наполнении, но учащийся обладает начальными навыками пространственного мышления и своей инициативностью демонстрирует наличие креативного склада характера. Адаптивная функция системы должна проявиться в предоставлении учащемуся условий для расширения своего технико-технологического кругозора. Используя интеграцию программных сред, проектировщик педагогической системы как бы поднимает точку обзора, обеспечивая более широкий взгляд на предметную область.

В третьей ситуации наблюдаются удовлетворительная геометрическая эрудированность, достаточный высокий уровень пространственных представлений, но отсутствие навыков манипулирования, т.е. выполнения мысленных операций с геометрическими образами. Адаптивная функция системы обеспечивает мониторинг подготовки такого учащегося с введением специально разработанных, корректирующих заданий, связанных с контролем знаний. Важную роль здесь играет формирование мотивации к самостоятельной работе, экспериментированию и формированию зачатков креативного мышления.

Четвёртое сочетание критериев сигнализирует о серьёзных проблемах в педагогической системе: невозможность решать учебные задачи в штатном режиме. В этом случае малый объём внутреннего информационного пространства учащегося не позволяет решать даже инструктивные задачи на репродуктивном уровне. Отсутствие навыков пространственного осмысления условия

задачи не может быть компенсировано только коррекцией мотивации и индивидуальным подходом. Адаптивная функция педагогической системы будет проявляться в том, что произойдет отступление на предыдущий этап подготовки, на котором активное использование технологических аспектов в изучении геометрических стереотипов послужит катализатором для ускоренного развития пространственных представлений.

В многоуровневой системе графо-геометрической подготовки адаптационная функция - обязательный атрибут. Для доказательства этого достаточно сопоставить уровни развития мышления учащихся на разных этапах и длительность этих этапов. На развитие личности, в целом, и пространственного воображения, в частности, оказывают влияние факторы, значительная часть которых находится вне учебной среды. Поэтому адаптация необходима там и в той степени, где и насколько внутренняя информационная система учащегося и организация его мышления не соответствуют уровню решаемых проектных задач. Необходимость обеспечения устойчивости системы графо-геометрической подготовки обуславливает решение задачи самоорганизации внутреннего информационного пространства учащегося.

Процесс обработки графо-геометрических образов является весьма сложным в силу индивидуальности психофизиологических свойств учащегося. На его эффективность оказывают влияние различные факторы, действующие противоположно и отличающиеся уровнем доступной формализации. С одной стороны, это особенности построения учебного процесса и жизненный опыт проектанта, которые могут быть детерминированы на макро- и микроуровнях. С другой стороны, важную роль играют индивидуальные особенности его мышления и готовность к поиску оптимального решения в конкретный момент. Эти обстоятельства только приблизительно описываются закономерностями стохастического характера. В любом случае последовательность перебора вариантов и анализа сочетаний протекает как нелинейный процесс с точками разрыва. Наличие этих точек обусловлено тем, что вероятность отсутствия необходимых данных в ин-

формационном пространстве учащегося относительно высока.

Для выработки методов совершенствования внутренней информационной системы адепта на основе синергетических принципов [19] необходимо исследовать процессы, связанные с типовыми геометрическими образами в сознании учащегося. Информационное пространство является упорядоченным множеством конструктивных и технологических образов. Они представлены объёмными и плоскими геометрическими фигурами, которые связаны ассоциативно-логическими алгоритмами типовых решений. Повышение эффективности использования информационного пространства необходимо добиваться не столько за счёт экстенсивного увеличения количества шаблонных образов, но в большей степени совершенствованием процесса обработки информации. В качестве исходной гипотезы принято [10], что в сознании учащегося поиск образа, соответствующего его представлению о проектном решении, осуществляется путём сопоставления фигур, располагающихся на нескольких уровнях. Каждый уровень соответствует компетенции, достигнутой в конце некоторой стадии или этапа обучения, и идеализируется информационной поверхностью. На внутреннем уровне, находящемся в фокусе внимания, отображается геометрия элементарных единиц. На других уровнях хранится информация о совокупностях геометрических форм. В процессе мышления уровни изменяют свою прозрачность, что эквивалентно изменению значимости информации в текущий момент времени. При этом внимание сосредоточивается на сущностных признаках части или целого. Таким образом, задача декомпозиции и анализа связана с представлением элементов, т. е. частных, на фоне общего. В свою очередь, задача синтеза включает построение композиций – геометрических общностей на фоне характеристических очерков составных частей. Решение, являющееся совокупностью элементарных фигур, представим как взаимосвязанные проекции образов, спроецированные на уровень максимального внимания. Они могут сохраняться в фокусе внимания благодаря наличию системных связей.

Самоорганизация педагогической системы, по нашему мнению, представляет собой свойство системы влиять на обучаемого таким образом, чтобы он приобретал способность преодолевать несовершенство компонентов педагогической среды путем самостоятельного и креативного синтеза стратегии на основе свободной комбинации имеющихся в данный момент геометрических моделей и технологий их преобразования. Насыщение информационного пространства учащегося геометрическими образами с опорой на технологический аспект представления предполагает раннее знакомство с системным рядом «потребная функция – заданная форма – инструмент – приспособление – рабочие движения станка - проектная модель – документирование решения». При этом обеспечивается гармоничное сочетание уровней обучения, саморегулирование педагогической среды и главное - формирование системного проектно-технологического мышления специалиста и, следовательно, адаптация студента к условиям обучения в инновационном аэрокосмическом университете.

На основании проведенных исследований педагогических условий реализации графо-геометрической подготовки с технологическими акцентами выделены основные феноменологические факторы, определяющие целевую функцию построения педагогической системы. Это позволило уточнить роль электронной геометрической модели в повышении эффективности педагогической среды, базирующейся на выполнении конструкторско-технологических проектов. В частности, определено влияние соотношения конструкторских и технологических задач в учебном процессе на компетентностный потенциал студента. Благодаря этому удалось разработать обобщенную информационную модель графо-геометрической подготовки, способствующей быстрой адаптации первокурсников к условиям инновационного вуза. На основе выполненных исследований обоснована необходимость и возможность реализации адаптивной функции многоуровневой педагогической системы. В результате определено влияние сочетаний низкого и высокого уровней насыщенности и организации информационного пространства учащегося

на вариативность педагогической среды. Изучение переходных процессов при работе с геометрическими прототипами позволило разработать синергетическую модель построения проектного решения в многоуровневом информационном пространстве. Обосновано положительное влияние технологических аспектов моделирования на формирование системного проектно-технологического мышления и качество графо-геометрической подготовки специалистов по автоматизированному проектированию и производству изделий, а также предложен механизм, обеспечивающий самоорганизацию педагогической среды в условиях информационной неопределенности.

Своеобразным фоном для рассмотренных особенностей являются возрастные аспекты адаптации учащихся. Возраст студентов 1-3 курсов (16 - 20 лет) как этап развития является сензитивным периодом для развития основных социогенных потенциалов человека. Учебная деятельность студенческого этапа развития предполагает максимальное включение личности в различные сферы общественных отношений и деятельности. А это требует мобилизации всех ресурсов человека, определяет повышенные требования к адаптационным способностям студента и обеспечивает его социализацию.

Теория создания и опыт практического использования адаптивной системы графо-геометрической подготовки студентов по изложенной методологии приведены в статье [20].

Естественно, что для решения проблемы адаптации студентов младших курсов каждое инновационное образовательное учреждение должно сформировать такое воспитательное пространство, которое будет обеспечивать быструю и успешную адаптацию к условиям вуза и сохранение контингента студентов.

Библиографический список

1. Белоусов, А.И. Инновационные технологии в формировании компетенций студентов [Текст] / А.И. Белоусов, Е.В. Фролова // Сб.: Инновационная деятельность в профессиональном образовании : материалы науч.-

практич. конф. – М.: Ин-т содержания и методов обучения РАО, 2008.–С.74 – 82.

2. Белоусов, А.И. Особенности организации и проведения преддипломной практики в ОНИЛ [Текст] / А.И. Белоусов // Сб.: Областная науч.-метод.конф.” Совершенствование планирования, организация самостоятельной работы и повышение академической активности студентов ”. – Куйбышев : КуАИ, 1978. - С. 94 - 95.

3. Белоусов, А.И. ОНИЛ как база для учебно-воспитательной и научной работы студентов [Текст] / А.И. Белоусов// Сб.: Областная науч.-метод.конф.” Совершенствование методов обучения и воспитания в вузе”. – Куйбышев: КуАИ, 1980. – С. 114 – 115.

4. Белоусов, А.И. Коллектив талантливой учащейся и работающей молодёжи – эффективное средство подготовки к выбору профессии [Текст] / А.И. Белоусов, Д.К. Новиков, В.А. Фролов // Сб.: Всероссийская науч.конф.”Профессиональная ориентация как фактор формирования личности специалиста”. – Кемерово : КГУ, 1989. – С.21 – 22.

5. Белоусов, А.И. Использование новых методов обучения в курсе “Основы научно-технического творчества” [Текст] / А.И. Белоусов, Ф.В. Паровой // Сб.:V Республиканская науч.-метод. конф. «Индивидуализация обучения в ведущих вузах страны». – Л.: ЛИАП, 1990. Ч.1. – С. 13 – 14.

6. Белоусов, А.И. Вузовская наука и аэрокосмическое образование[Текст]/ А.И. Белоусов // Сб.: Науч.-метод. конф. “ Актуальные проблемы развития университетского образования в России ”. – Самара: Изд-во СГАУ, 2002. – С. 37 – 40.

7. Белоусов, А.И. Роль выпускающей кафедры в гуманитарном образовании инженера аэрокосмической специальности [Текст]/ А.И. Белоусов // Гуманитарное образование в системе подготовки специалистов мирового уровня. – Самара: Изд-во СГАУ, 2009. – С. 48 – 52.

8. Ахметова, Д.З. Информационные технологии в образовании и в научных исследованиях: проблемы и перспективы [Текст]/ Д.З. Ахметова // Информационные технологии глобального информационного общества: Сб. трудов 6-й Межд. НПК. – Казань: ООО «Центр Оперативной печати», 2008. – С. 219-224.

9. Белоусов, А.И. Самоорганизация учебного информационного пространства в системе графо-геометрической подготовки [Текст] /А.И. Белоусов, В.И. Иващенко // Инфокоммуникационные технологии глобального информационного общества. Сб.трудов 7-й междунар. науч.-практ. конф., 10-11.09.- 2009.- Казань, 2009.- С. 266-275.

10. Белоусов, А.И. Адаптация первокурсника втуза как проблема профессионального развития личности [Текст]/ А.И. Белоусов, А.Г. Маслова // Инфокоммуникационные технологии глобального информационного общества. Сб.трудов 7-й междунар. науч.-практ. конф., 10-11.09. 2009.- Казань, 2009.- С. 275-284.

11. Белоусов, А.И. Модель преподавания профилирующих дисциплин с учётом компетентностного подхода [Текст] / А.И. Белоусов // Актуальные проблемы развития университетского технического образования в России: Сб. материалов межрегион. науч.-метод. конф. - Самара: Изд-во СГАУ, 2009. – С. 24 – 34.

12. Редько, В.Г. From animal to animat [Текст] // От моделей поведения к искусственному интеллекту / Под ред. В.Г. Редько. – М.: КомКнига, 2006. – С. 156-199.

13. Чемпинский, Л.А. Основы геометрического моделирования: [Текст]/ Л.А. Чемпинский //Учеб. пособие. – Самара: Изд-во СГАУ, 2005. - 190 с.

14. Иващенко, В.И. Компьютерное моделирование и автоматизированное изготовление изделий. Методика преподавания CAD/CAM – технологий / В.И. Иващенко, А.Б. Бейлин, А.И. Фрадков. – М.: Вентана-Граф, 2006. – 192 с.

15. Климов, Е.А. Введение в психологию труда / Е.А. Климов // Учебник для вузов. – М.: Культура и спорт, ЮНИТИ, 1998. – 350 с.

16. Талызина, Н.Ф. Управление процессом усвоения знаний / Н.Ф. Талызина // - М.: Изд-во МГУ, 1975. - 343 с.

17. Корнилов Ю.К. Мышление в производственной деятельности: Учеб. пособие. – / Ю.К. Корнилов //Ярославль, 1984. – 74 с.

18. Пиаже Ж. Избранные психологические труды. Психология интеллекта. Генезис числа у ребенка. Логика и психология. / Ж Пиаже. // М.: Просвещение, 1969. – 659 с.

19. Малинецкий, Г.Г. Математическое моделирование системы образования / Г.Г.

Малинецкий, С.А. Кащенко, А.Б. Потапов и др. // Синергетика и методы науки. – СПб.: Наука, 1998. – С. 311–355.

20. Белоусов, А.И. Управление качеством графо-геометрической подготовки специалистов по САПР посредством формирования когнитивных компетенций / А.И. Белоусов, В.И. Иващенко // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2006, Том 8 № 4 (18). Раздел «Управление и моделирование». – С. 1067- 1072.

References

1. Belousov, A.I. Innovative technologies in building students competencies [Text] / A.I. Belousov, E.V. Frolova // Sat.: Innovation in vocational education: materials of scient.-practical. conf.. - Moscow: Institute of content and teaching methods of RAE, 2008. -P.74 - 82.

2. Belousov, A.I. Features of the organization and holding pre-diploma practice in BSRL [Text] / A.I. Belousov // Sat: Regional of scient.-metod. conf. "Improving the planning, organization of independent work and academic activity of students." - Kuibyshev: KuAI, 1978. P.- 94 - 95.

3. Belousov, A.I. BSRL as a base for teaching and educational and scientific work of students [Text] / A.I. Belousov // Regional of scient.-method. conf. "Improved methods of training and education in high school. - Kuibyshev: KuAI, 1980. - P. 114 - 115.

4. Belousov, A.I. Team of talented students and young workers as an effective means of preparing for the choice of profession [Text] / A.I. Belousov, D.K. Novikov, V.A. Frolov // All-Russia scient. conf. "Vocational orientation as a factor in the formation of professional identity. - Kemerovo: KSU, 1989. - P.21 - 22.

5. Belousov, A.I. The use of new teaching methods in the course "Principles of scientific and technological creativity" [Text] / A.I. Belousov, F.V. Parovay // Sat.: "V" Republican of scient.- method. conf. "Personalization of training in leading universities of the country. - L.: LIAP, 1990. P.1. - 13 - 14.

6. Belousov, A.I. University science and aerospace education [Text] / A.I. Belousov // Sat: scien.- method. conf. "Actual problems of development of university education in Russia." - Samara: SSAU, 2002. - P. 37 - 40.

7. Belousov, A.I. The role of the producing department in Humanities education aerospace engineer specialty [Text] / A.I. Belousov // Humanities in the training world level. - Samara: SSAU, 2009. - P. 48 - 52.

8. Akhmetova, D.Z. Information technologies in education and research: challenges and prospects [Text] / D.Z. Akhmetova // Information Technology of Global Information Society: Sat Proceedings of 6 th Int. scient.-practical. conf., - Kazan: OOO "Center Operational Print, 2008. - P. 219-224.

9. Belousov, A.I. Self-organization of educational information space in the overhead geometric preparation [Text] / A.I. Belousov, V.I. Ivashchenko / Infocommunication technology of global information society// Materials of 7-th Intern. scient.-practical. conf., 10-11.09 .- 2009 .- Kazan, 2009 .- P. 266-275.

10. Belousov, A.I. Adaptation of first-year polytechnical students as a problem of professional development of the individual [Text] / A.I. Belousov, A.G. Maslova // Infocommunication technology of global information society. Materials of 7-th Intern. scient.-practical. conf., 10-11.09 .- 2009 .- Kazan, 2009 .- P. 275-284.

11. Belousov, A.I. Model of teaching of main subjects with competence-based approach [Text] / A.I. Belousov // Actual problems of development of university technical education in Russia: Materials of Mezhhregion. scient.-method. conf.. - Samara: SSAU, 2009. - P. 24 - 34.

12. Redko, V.G. From animal to animat [text] // From behavior to artificial intelligence, ed. by V.G. Redko. - M.: Kom.Kniga, 2006. - C. 156-199.

13. Chempinsky, L.A. Fundamentals of geometric modeling: [Text] / L.A. Chempinsky // textbook. - Samara: SSAU, 2005. - 190 pp.

14. Ivashchenko, V.I. Computer simulation and computer-aided manufacturing of products. Methods of teaching CAD / CAM - Technology / V.I. Ivashchenko, A.B. Beilin, A.I. Fradkov. - Moscow: Ventana-Graph, 2006. - 192 pp.

15. Klimov, E.A. Introduction to the psychology of work / E.A. Klimov //: Textbook for universities. - M.: Culture and Sports, Unity, 1998. - 350 pp.

16. Talyzina, N.F. Managing learning. / Talyzina N.F. // - M.: MSU, 1975. - 343 pp.

17. Kornilov J.K. Thinking in productive activities: Textbook / J.K. Kornilov // Yaroslavl, 1984. - 74 pp.
18. Piaget J. Selected psychological works. Psychology of the intellect. Number genesis of the in fants Logicand psychology.-M.: Prosveshchenie, 1969.-659p.
19. Malinetsky, G.G. Mathematical modeling of the education system / G.G. Malinetsky, S.A. Kashchenko, A.B. Potapov. Synergetic and methods of science. – S.Pb.: Nauka, 1998. - P. 311-355.
20. Belousov, A.I. Quality management overhead geometric training in CAD through the formation of cognitive skills / A.I. Belousov, V.I. Ivashchenko // Proceedings of the Samara Scientific Center of Russia Academy of Sciences. - 2006, Volume 8, number 4 (18). Section of Management and Modeling ". - P. 1067 - 1072.

FEATURES OF ADAPTATION OF FIRST-YEAR STUDENTS OF SSAU IN THE APPLICATION OF COMPUTER TECHNOLOGIES OF TRAINING

©2009 A. I. Belousov, A. G. Maslova

Samara State Aerospace University

The main problems of adaptation of the first-year students, concerning its definition and versions, problems, factors and estimation of level of adaptability under conditions of innovative high school by the example of geometric graph-training using computer technology are analyzed.

Adaptation, first-year students, social adaptation, professional adaptation, graph-geometrical training, pedagogical system, assimilation, accommodation, synergetic, cognitive activity, sensory period, the adept, optant

Информация об авторах

Белоусов Анатолий Иванович, доктор технических наук, профессор Самарского государственного аэрокосмического университета. Телефон (846) 267-46-75. E-mail: aib15@rambler.ru. Область научных интересов: авиационное и ракетное двигателестроение; динамика, надежность и прочность механических систем, гидродинамическое и конструкционное демпфирование; фильтрация, фильтрование и теплообмен в пористых материалах; гидростатические опоры; теория и методика профессионального образования.

Маслова Анна Григорьевна, зам. начальника, управления учебно-воспитательной работы, начальник отдела Самарского государственного аэрокосмического университета. Телефон (846) 267-48-68. E-mail: am082@yandex.ru. Область научных интересов: теория и методика профессионального образования, социология.

Belousov Anatoly Ivanovich, Doctor of Technical Sciences, professor of Samara State Aerospace University. Phone (846) 267-46-75. E-mail: aib15@rambler.ru. Area of Research: aviation and rocket engine-, dynamics, reliability and durability of mechanical systems, hydrodynamic and structural damping; hydrodynamics of porous materials, hydrostatic bearing, theory and methods of vocational education.

Maslova Anna Grigoryevna, Chief Deputy of Management of educational work department of Samara State Aerospace University. Phone (846) 267-48-68. E-mail: am082@yandex.ru. Area of Research: theory and methods of professional education, sociology.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОНВЕРТИРОВАННЫХ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТЕХНОЛОГИЙ

© 2009 С. Д. Медведев¹, В. Б. Балякин²

¹ООО «ГАЗПРОМ ТРАНСГАЗ САМАРА»

²Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрены направления, методы и средства реконструкции компрессорных станций за счет внедрения конвертированных авиационных ГТД в качестве приводов ГПА и различных узлов и технологий из аэрокосмической отрасли.

Компрессорная станция, привод газоперекачивающего агрегата, конвертированный авиационный газотурбинный двигатель

В настоящее время широко распространена тенденция реконструкции наземных газотурбинных установок, предполагающая использование высокотехнологичных авиационных двигателей и их узлов, которые существенно снижают затраты на эксплуатацию и повышают надежность газотурбинных установок.

Первый конвертированный двигатель НК-12 СТ был изготовлен в 1971 году под руководством Н.Д. Кузнецова (рис.1).



Рис. 1. Конвертированный газотурбинный авиационный двигатель НК-12СТ

Газоперекачивающий агрегат ГПА-Ц-6,3 для него был изготовлен Казанским компрессорным заводом в 1972 году и был предъявлен на межведомственные испытания, которые были завершены в апреле 1974 года. Так началась эра использования конвертированных авиационных ГТД в газовой промышленности. К 1980 году в эксплуатации находилось уже более 300 агрегатов

ГПА-Ц-6,3, а всего их было выпущено и установлено на компрессорных станциях России, стран СНГ, Болгарии, Польши, Аргентины 860 штук [1].

Накопленный успешный опыт эксплуатации ГПА 6,3 с двигателем НК-12СТ позволил перейти к конвертации других авиационных двигателей семейства «НК».

С 1980г. были созданы и внедрены в серийное производство двигатели НК-16СТ (на базе авиационного двухконтурного двигателя НК-8-2У) мощностью 16 МВт и КПД 29%; двигатели НК-38СТ (на базе авиационного турбовентиляторного двигателя НК-93) мощностью 16 МВт и КПД 38%; двигатели НК-36 СТ (на базе авиационного двухконтурного двигателя НК-25) мощностью 25 МВт и КПД 36%.

В ОАО «СКБМ» созданы и внедрены в серийное производство в ОАО «Моторостроитель» современные приводные двигатели авиационного типа: НК-14СТ мощностью 8 МВт и КПД 32%; НК-14СТ-10 мощностью 10МВт и КПД 34,6%; НК-14СТ-12 мощностью 12 МВт и КПД 35%. В то же время и другие авиационные моторостроительные ОКБ России и Украины стали создавать газотурбинные приводные двигатели, которые успешно эксплуатируются в газовой промышленности: ГТУ-4П, ГТУ-10П, ГТУ-12П, ГТУ-16П в газоперекачивающих агрегатах типа «Урал» - ОАО «Авиадвигатель» и ОАО «Пермский моторный завод;

АЛ-31СТ (ГПА-Ц-16Л), ГГД-4РМ (ГПА-4РМ) - ОАО «НПО «Сатурн»;

Д-336-2; АИ-336-2р-8; АИ-336-1-2-10 (ГПА-Ц-6,3 А; ГПЛ-Ц -8А; ГПА-Ц-10А) - ОАО «Мотор Сич».

С применением авиационных ГТД связывают создание перспективных ГТУ и комбинированных установок различного назначения. Актуальность и важность оценки возможностей применения авиационных ГТД для создания транспортных установок обуславливается, в частности, реализацией задачи конверсии объектов авиационной техники и предприятий, занимающихся выпуском этой продукции.

Конверсия в технике является одной из важнейших задач развития экономики. В частности, очень эффективным является использование находящихся на высоком уровне развития и совершенства авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) для привода газоперекачивающих агрегатов. При этом возможно как использование элементов конструкции базовых ГТД, в том числе и после наработки на самолете, так и создание новых наземных ГТУ авиационного типа.

Общепринятым является определять любое новое использование двигателя типа ГТД для нужд, отличных от авиационных, как конвертирование авиационных газотурбинных двигателей, а сами двигатели как конвертированные АГТД.

Тенденция широкого применения во всем мире в последние десятилетия конвертированных двигателей авиационного типа объясняется рядом их несомненных преимуществ перед традиционными схемами силовых установок [2]:

1. Относительно малые масса и габариты, блочная конструкция, что позволяет достаточно просто и мобильно осуществлять транспортировку, монтаж, введение в эксплуатацию, ремонт и замену двигателей, особенно в труднодоступных районах, удаленных от баз снабжения и транспортных магистралей. Подобные силовые установки эффективно применяются также для водного и наземного транспорта и относительно малых (мощностью до 40 МВт) электростанций.

2. Высокие показатели надежности и КПД базовых ГТД относительно легко обеспечивают применение их модификаций в новых специфических условиях экс-

плуатации, в различных климатических условиях, обеспечивая высокие показатели безотказности и ресурса.

3. В конвертированных ГТД широко используются детали и элементы, исчерпавшие в авиации свой ресурс. Расходы на обслуживание этих двигателей в эксплуатации сравнительно низкие.

4. Простота обслуживания, высокие эксплуатационная технологичность, ремонтнопригодность, степень автоматизации систем управления, регулирования и контроля позволяют иметь минимальный состав персонала эксплуатационников. В этом случае возможен вахтовый способ обслуживания.

5. Полная автономия двигательного блока, работа двигателя на различных топливах (жидком и газообразном) и маслах. На газоперекачивающих станциях используется в качестве топлива перекачиваемый природный газ.

6. Относительно низкая стоимость двигателя, сжатые сроки и сравнительно небольшие затраты при его создании и доводке, высокая степень унификации с базовым авиационным двигателем.

В процессе конвертирования ГТД конструкция основных элементов конвертируемого двигателя зависит не только от основных параметров, определяемых техническим заданием, но и от следующих параметров [2]:

- основных требований к конвертированию,
- выбранной принципиальной схемы конвертирования,
- облика базового авиационного двигателя (конструкции его элементов и параметров цикла),
- остаточных запасов прочности деталей базового двигателя после наработки в эксплуатации,
- возможности технологического упрочнения и восстановления деталей базового двигателя после наработки в эксплуатации,
- степени конкурентности двигателя на рынке сбыта и возможного объема заказов (экономической целесообразности).

Основные требования, предъявляемые к конвертированию АГТД, связаны с новым специфическим применением, с задачами эксплуатации его в наземных условиях. Эти тре-

бования определяются следующими условиями:

1. Разработка и серийное изготовление двигателя должны быть экономически оправданы с учетом:

- уровня КПД двигателя,
- стоимости проектных и доводочных работ,
- себестоимости изготовления, включая использование деталей с предварительной наработкой в авиации,
- потребного ресурса,
- уровня показателей эксплуатационной надежности,
- вероятного объема заказов.

2. Двигатель должен обладать высокой работоспособностью в широком диапазоне климатических условий и различных внешних возмущений и нагрузок.

3. Двигатель должен обладать умеренными габаритами и массой, а также блочностью конструкции для облегчения транспортировки, монтажа, обслуживания и ремонта.

4. Двигатель должен иметь высокие показатели надёжности.

5. Системы управления, контроля и диагностики технического состояния двигателя должны обеспечивать длительную безотказную работу без непрерывного наблюдения оператором за приборами (в отличие от авиационных условий).

6. При наземном применении двигателя камера сгорания должна обеспечивать существенно ниже, чем для АГТД, уровень выброса вредных веществ: оксидов азота и оксида углерода – как при работе на жидком топливе, так и на газообразном (природном газе).

Облик элементов конвертируемого и базового авиационного двигателей зависит как от конструктивных особенностей их элементов, так и от конструктивной схемы всего двигателя. Облик базового двигателя существенно влияет на совершенство, эффективность и стоимость создания и доводки конвертируемого двигателя. Это относится как к схемным факторам (многокаскадность, высокие параметры цикла, многорежимность, модульность конструкции и т. п.), так и к специальным свойствам сбороч-

ных единиц и деталей (износостойкость, коррозионная стойкость, экологически чистая камера сгорания, большие запасы прочности, в том числе по циклическим и ударным нагрузкам и т. п.). К этой проблеме относится также анализ остаточного ресурса основных деталей. Вопросы экономической целесообразности также могут оказывать существенное влияние на конструктивный облик двигателя. Так, например, необходимость повышения параметров цикла (T_T и π_k) определяет количество ступеней лопаточных машин, наличие охлаждаемых лопаток и т. п.

К настоящему времени определены три основных принципиальных схемы конвертирования АГТД с точки зрения конструкции и циклов тепловых машин: блочно-модульный транспортабельный привод, использование двигателя в качестве силовой установки, использование двигателя в качестве генератора сжатого газа. При выборе конструктивного варианта учитываются кроме технических аспектов также экономические факторы, связанные с КПД двигателя, его ресурсом, объемом конструктивных переделок. Кроме постановки дополнительных ступеней турбины и создания диффузорного выходного устройства могут быть подвергнуты конструктивной доработке отдельные узлы и системы базового двигателя, включая системы регулирования, контроля, топливопитания. Относительно большая величина отбора воздуха от компрессора (более 5%) может вызвать необходимость в подробном исследовании и последующей доводке: 1) лопаток компрессора с целью снижения в них динамических напряжений; 2) камеры сгорания для стабилизации процесса горения, улучшения теплового состояния стенок и снижения неравномерности температуры газа на входе в турбину.

В газовой отрасли широко применяется первая схема: блочно-модульный транспортабельный привод газоперекачивающих агрегатов. Особенностью этой схемы является то, что часть располагаемой энергии на участке расширения газа в цикле тепловой машины используется для получения полезной работы привода, снимаемой со специально создаваемой свободной (силовой) турбины.

Процесс создания конвертированных ГТД является сложной многофакторной проблемой, требующей решения на системной

основе комплекса разнородных и взаимосвязанных задач.

На этапе исследовательских и доводочных работ необходимо определить влияние новых факторов, отличных от авиационного применения, на термогазодинамические и прочностные характеристики двигателей, на работоспособность и долговечность основных деталей, узлов, сборочных единиц и систем.

Принципиально новым для ГТД является требование достижения очень большого ресурса, необычного для авиационного применения ГТД и доходящего до 30...50 тысяч часов, а иногда и до 100 тысяч часов. Для решения этой проблемы необходимо более глубокое изучение свойств жаропрочных и легких материалов и сплавов в условиях очень длительной наработки и многочисленных низко- и высокочастотных циклических нагрузок.

Необходимы также тщательное изучение остаточных свойств деталей, имеющих предварительную наработку в авиационных условиях, и отработка эффективных технологических методов восстановления механических и антиэрозионных свойств, а также жаростойкости этих деталей. Важным фактором для достижения очень большого ресурса ГТУ является выбор температуры газа перед турбиной, максимальное значение которой приходится понижать относительно уровня в двигателе-прототипе.

При работе двигателя в наземных условиях большое значение придается защите двигателя от пыли и песка, взвешенных в воздухе, а также визуальному и параметрическому контролю над эрозионным изнашиванием лопаток компрессора. При попадании масла в проточную часть компрессора процесс усугубляется интенсивным налипанием грязи на масляную основу на лопатках компрессора и, вследствие этого, резким ухудшением термогазодинамических характеристик двигателя.

Выше перечислены только некоторые проблемы, часто встречающиеся в практике доводки и эксплуатации конвертированных ГТД. Задача обеспечения необходимых термогазодинамических и прочностных характеристик двигателя в процессе конвертирования, требующая одновремен-

но сжатых сроков экспериментальной доводки и относительно небольших материальных затрат, определяет необходимость применения при стендовых испытаниях конвертированных ГТД методов моделирования физических процессов, характерных для новых условий работы этих двигателей. Такое моделирование позволяет относительно быстро и надежно выявлять «узкие» места в конструкции при имитации внешних воздействий на основные физические процессы в двигателе. Внешние воздействия при этом должны соответствовать предельным и неблагоприятным сочетаниям, что, как правило, трудно воспроизвести в процессе обычных натурных испытаний двигателей. Последнее обстоятельство повышает эффективность экспериментальных исследований.

Моделирование физических процессов в новых условиях эксплуатации при исследовании и испытании на стендах позволяет быстро и эффективно проводить экспериментальную доводку конвертированного двигателя по термогазодинамическим и прочностным характеристикам.

Основное направление конверсии авиационного двигателестроения должно заключаться в максимальном использовании оборудования, передовой технологии и конструкторского опыта персонала конструкторских бюро авиационных заводов. Поэтому для развития стационарных, транспортных ГТД и совершенствования их проектирования необходимо знакомство с материальной частью, а также анализ основ методов проектирования авиационных двигателей и их элементов.

За пятьдесят лет использования авиационные ГТД достигли высокой степени совершенства. Этому в немалой степени способствовало большое внимание, которое уделялось развитию авиации. Важную роль при этом сыграло и то обстоятельство, что по ряду важных показателей, особенно по массогабаритным характеристикам, ГТД оказался идеальным двигателем для летательных аппаратов (самолётов и вертолёт-ов).

Можно выделить три основных направления проектно-конструкторских и технологических работ при создании стацио-

нарной ГТУ или транспортного ГТД на базе авиационного двигателя:

- **применение в качестве исходного объекта** всего авиационного ГТД;

- применение отдельных узлов (модулей) исходного авиационного ГТД;

- использование научного, инженерного и производственного опыта авиационного двигателестроения и производственных возможностей предприятий этой отрасли.

Эти три возможных направления определяют и три различных уровня конверсии.

Первое направление не всегда оказывается целесообразным, прежде всего потому, что специфические условия наземного применения делают излишними, а порой и вредными особенности схемы, конструкции и параметров, определяемых летными условиями. Кроме того, в этом случае все равно не обойтись без некоторой доработки исходного двигателя. Так, используемые в ООО «Самаратрансгаз» газотурбинные приводы ПС-90СТ и НК-36СТ имеют некоторые конструктивные отличия от авиационных аналогов.

Третье направление представляется в последнее время целесообразным, так как позволяет получить газотурбинную часть новой установки или двигателя, полностью соответствующую условиям конкретного применения, при использовании опыта и возможностей специализированного авиационного производства. Примером этого направления является внедрение в ООО «Самаратрансгаз» технологии термопластического упрочнения лопаток и дисков стационарных турбин, разработанной для авиационных двигателей.

Второе направление может рассматриваться как промежуточное, и, по-видимому, является наиболее перспективным. Примерами служат применение гидродинамических демпферов в опорах свободной турбины двигателя НК-12СТ, магнитных опор в нагнетателях НЦ-16, газодинамических уплотнений в нагнетателях Н-370 и др.

Однако в полной мере ни одно из направлений не реализуется, и подобное де-

ление пригодно лишь для исходной систематизации.

Наличие различных возможностей в использовании авиационных ГТД, как и многообразие схем и конструкций самих ГТД, обуславливают необходимость рассмотрения возможных вариантов преобразования исходных ГТД в стационарные.

Наиболее простым для использования в качестве энергетической ГТУ или транспортного ГТД представляется турбовинтовой (турбовальный) авиационный (вертолётный) двигатель, у которого механическая энергия выводится на внешний вал и может непосредственно использоваться. Мощность таких установок получается небольшой, поскольку она невелика и у исходного двигателя.

В одноконтурных турбореактивных двигателях (ТРД) и двухконтурных турбореактивных двигателях (ТРДД) свободная энергия реализуется в виде кинетической энергии выхлопной струи газов, поэтому необходимы специальные конструкторские мероприятия и изготовление новых (а иногда удаление лишних) устройств для преобразования этой энергии в механическую энергию на вращающемся валу. Единичные мощности, которые получают в подобных энергоустановках, могут быть большими (несколько десятков мегаватт), а соединение нескольких преобразованных двигателей в одну установку многократно увеличивает эту мощность.

В период 1975-1990 гг. выявились некоторые негативные тенденции отечественного машиностроения, поставившие оборудование для газотранспортной отрасли:

- технический уровень производства начал отставать от мирового уровня, прежде всего в части надёжности оборудования;

- авиационные приводы ГПА базировались на материальной части, используемой после лётной эксплуатации, и поэтому не могли обеспечить прогрессивные требования при его наземной эксплуатации;

- технические характеристики отечественного оборудования для транспортировки газа, выпускаемого серийно, уже не могли обеспечить решение ряда ключевых проблем отрасли – реконструкцию и перевооружение, улучшение экологии, развитие комплекса

ПХГ. При этом наиболее развитое производство осталось на Украине;

Для преодоления этих негативных тенденций в последние годы выполнен большой комплекс работ:

- на базе авиадвигательных предприятий ВПК созданы новые центры производства газоперекачивающей техники нового поколения, а также параметрический ряд модификаций центробежных нагнетателей.

- проблема сокращения выбросов вредных веществ с продуктами сгорания решалась путем внедрения новых методов, используемых в авиадвигателестроении, при модернизации эксплуатируемых ГТУ и создания малоэмиссионных ГТУ с этапным улучшением показателя.

- на базе «космических технологий» созданы и находятся в промышленной эксплуатации научно-технические достижения отечественного авиакомпрессоростроения обеспечивают возможность проектирования аэродинамически совершенных сменных проточных частей газовых компрессоров и их производство;

- разработаны и серийно освоены унифицированные агрегатные системы

управления (САУ) мирового уровня для использования на всех типах ГПА.

Библиографический список

1. Николаев, В.В. Наземное применение газотурбинных двигателей авиационного типа / В.В. Николаев, И.Н. Рыжинский // «Газотурбинная энергетика под маркой «НК»» Сб. статей.- Самара, 2005.- С.12-16.

2. Гриценко, Е.А. Некоторые вопросы конвертирования авиационных ГТД / Е.А. Гриценко, А.М. Идельсон // Новые технологические процессы и надежность ГТД: Сб. ЦИАМ. М.: 1992. – С.42-51.

Referens

1. Nicolaev, V.V., Ryzhinskiy, I. N., Land application of aviation type gas-turbine engines // « Gas-turbine power under «NK» mark» Collection of scientific articles. – Samara, 2005.- p.12-16.

2. Gritsenko, Y. A., Idelson, A.M. Some questions of converting aviation GTE// New technological processes and reliability of GTE: Collection CIAM. Moscow, 1992. – p.42-51.

USING CONVERTED AVIATION GAS-TURBINE ENGINE AND TECHNOLOGYS

© 2009 S. D. Medvedev¹, V. B. Balyakin²

¹GAZPROM TRANSGAZ SAMARA

²Samara State Aerospace University

Were examined directions, methods and means of reconstruction compressor stations at the expense of application of the converted aviation in the capacity of gear and different and technologies from aerospace sector.

Compressor station, compressor package gas turbine drive, converted aviation gas-turbine engine

Информация об авторах

Медведев Станислав Данилович, кандидат технических наук, заместитель генерального директора ООО «ГАЗПРОМ ТРАНСГАЗ САМАРА», докторант Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: 917-110-70-68. Область научных интересов: проектирование и модернизация газотурбинных установок.

Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой основ конструирования машин Самарского государственного аэрокосмического уни-

верситета. E – mail: balykin@ssau.ru. Область научных интересов: проектирование авиационных газотурбинных двигателей.

Medvedev Stanislav Danilovich, Candidate of Technical Science, deputy general director ООО «Gazprom transgaz Samara», doctoral candidate of the Samara State Aerospace University. Phone: 917 – 110-70-68. Area of research: designing and modernization of gas-turbine installations.

Balyakin Valery Borisovich, Doctor of Engineering Science, head of department of Basis of Designing of Machines of the Samara State Aerospace University. E-mail: balykin@ssau.ru. Area of research: designing aviation gas-turbine engine.

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

№ 3 (19)

Часть 3

2009

Корректор **Паровой Ф. В.**
Компьютерная вёрстка **Паровой Ф. В., Холодкова Г. В.**

Каталожная цена: 1000 руб.

Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Объём 46,97 усл. печ. л. Тираж 200 экз. Заказ № 1689.

Отпечатано в типографии ООО «Офорт»
443080, г. Самара, ул. Революционная, 70, литера П.
Тел.: (846) 372-00-56, (846) 372-00-57

**Правила оформления статей для журнала
«Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета
имени академика С. П. Королёва»**

1. Статья представляется в двух экземплярах, распечатанных на лазерном принтере на одной стороне бумаги в режиме качественной печати, а также в электронном виде на отдельном носителе ответственному секретарю редакционной коллегии журнала Прохорову Александру Георгиевичу по адресу: 443086, Самара, Московское шоссе, 34, 212а – 3А, тел.: (846) 267 48 41, электронная почта: vest@ssau.ru.

2. Текст статьи представляется в формате Microsoft Word на дискетах, CD или DVD. Объём статьи - до 10 страниц формата А4. Имя файла определяется по фамилии первого автора: фамилия.doc. Поля - по 2 см с каждой стороны, текст - кегль 12, одинарный междустрочный интервал. Выравнивание: по ширине страницы. Шрифты - Times New Roman, Symbol. Отступ первой строки абзаца - 1 см. Страницы должны быть пронумерованы.

Замена буквы «ё» на букву «е» недопустима. Написание в тексте буквы «ё» является обязательным.

3. Допускается наличие рисунков, формул и таблиц по тексту.

Рисунки могут быть созданы средствами Microsoft Word/Excel или в форматах JPEG, GIF, TIFF, PNG. Подпись к рисунку начинается со слова «Рис.» и номера по порядку, подпись располагается снизу, выравнивание – по центру. Для ссылки по тексту статьи на рисунок 1 следует использовать сокращение: рис. 1.

Для математических выражений и формул следует использовать Microsoft Equation 3.0 и буквы латинского (*Times New Roman*, курсив, размер 12) и греческого (*Symbol*, курсив, размер 12) алфавитов. Формулы, на которые в статье делаются ссылки, следует печатать с новой строки, при этом формулы нумеруются в порядке следования по тексту статьи. Номер формулы и ссылка на неё в тексте обозначается числом в круглых скобках: (1), (2), (3). Длина формулы на строке строго ограничена – до 80 мм (допускается перенос на следующие строки).

Заголовок таблицы начинается со слова «Таблица» и её номера по порядку, заголовок размещается сверху, выравнивание – по левому краю. Для ссылки по тексту статьи на таблицу 1 следует использовать сокращение: табл. 1.

4. Библиографический список оформляется отдельным разделом в конце статьи, при этом литературные источники располагаются в порядке их использования по тексту статьи в виде нумерованного списка, и оформляется в соответствии с действующим ГОСТ.

5. К тексту статьи прилагается направление организации (если авторы не являются сотрудниками СГАУ), рецензия специалиста по научному направлению статьи (не являющегося сотрудником подразделения, где работают авторы), акт экспертизы, информация об авторах для опубликования в журнале. На отдельной странице указываются сведения об авторах для служебного пользования: фамилия, имя, отчество, должность, учёная степень, учёное звание, место работы, служебный и домашний адреса, телефон, электронная почта. Статья должна быть подписана всеми авторами.

6. Статьи, не отвечающие перечисленным требованиям, к рассмотрению не принимаются. Рукописи и сопроводительные документы не возвращаются. Датой поступления рукописи считается день получения редакцией окончательного текста.

7. Плата с аспирантов за публикацию рукописей не взимается.

Образец оформления

УДК 536.04

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПОЛЕЙ СЛОЖНОЙ ЗАМКНУТОЙ СТРУКТУРЫ НА БОРТУ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ КОСМИЧЕСКОЙ ЛАБОРАТОРИИ

© 2006 Г. П. Аншаков¹, В. В. Бирюк², В. В. Васильев², В. В. Никонов², В. В. Салмин²

¹ФГУП ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс»

²Самарский государственный аэрокосмический университет

(аннотация статьи объёмом 50...150 слов, кегль: 10)

(ключевые слова объёмом 8-12 слов, кегль: 10, начертание: курсив)

(текст статьи)

(библиографический список)

(информация об авторах для опубликования: фамилия, имя, отчество, учёная степень, учёное звание, должность, место работы, электронная почта, область научных интересов - до 10 слов)

THERMAL FIELDS SIMULATING OF COMPLEX CLOSED STRUCTURE ABOARD RESEARCH SPACE LABORATORY

© 2006 G. P. Anshakov¹, V. V. Biruk², V. V. Vasiliev², V. V. Nikonov², V. V. Salmin²

¹«Progress» Design Bureau

²Samara State Aerospace University

(аннотация статьи - на английском языке)

(ключевые слова - на английском языке)

(библиографический список - на английском языке)

(информация об авторах - на английском языке)

