

ISSN 1998-6629

ВЕСТНИК

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

№ 3 (27)

Часть 1

Специальный выпуск, подготовленный по материалам
международной научно-технической конференции
«Проблемы и перспективы развития двигателестроения»
(г. Самара, 28-30 июня 2011 г).

2011

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

№ 3 (27)
Часть 1
2011

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

Заместитель главного редактора
Прокофьев А. Б., д.т.н., профессор

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

Редакционная коллегия

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

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

Редакционный совет

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

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

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

Издание журнала осуществлено за счёт гранта Российского фонда фундаментальных исследований 11-08-06747 г.

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

СОДЕРЖАНИЕ

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

ОБ ИЗМЕРЕНИИ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	
<i>В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, С.А. Ильинский</i>	11
МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЛОПАТОК НА ДИНАМИЧЕСКИХ РАЗГОННЫХ СТЕНДАХ	
<i>Ю.А. Ножницкий, Ю.А. Федина, Д.В. Шадрин</i>	16
ДЕФОРМАЦИОННО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД И МАЛОЦИКЛОВАЯ УСТАЛОСТЬ МАТЕРИАЛОВ	
<i>Е.П. Кочеров, А.А. Буханько, А.И. Хромов</i>	23
КОМБИНИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ТОПЛИВА КИСЛОРОДНО-ВОДОРОДНОГО РАЗГОННОГО БЛОКА	
<i>В.П. Иванов, И.С. Партола</i>	28
ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ГОРЕЛОЧНОГО УСТРОЙСТВА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД, РАБОТАЮЩЕЙ НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ	
<i>А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов, Н.Е. Цыганов</i>	35
ПРОГРАММНО-АППАРАТНЫЙ КОМПЛЕКС ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК РАКЕТ КОСМИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ СЕМЕЙСТВА «АНГАРА»	
<i>И.С. Партола</i>	39
ТРЕХМЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФЛАТТЕРА ЛОПАТОК КОМПРЕССОРОВ СОВРЕМЕННЫХ ГТД	
<i>В.В. Веденеев, М.Е. Колотников, П.В. Макаров, В.В. Фирсанов</i>	47
ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ НА ТЕМПЕРАТУРУ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ЗАГОТОВОК ИЗ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ	
<i>В.Н. Трусов, Д.Л. Скуратов, О.И. Законов, В.В. Шикин</i>	57
ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МЕТЧИКОВ ПРИ НАРЕЗАНИИ РЕЗЬБЫ В ГЛУХИХ ОТВЕРСТИЯХ С НАЛОЖЕНИЕМ ВЫНУЖДЕННЫХ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ	
<i>В.В. Головкин, М.В. Дружинина, В.Н. Трусов</i>	63
ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВС	
<i>А.А. Грабовский, В.А. Миронов</i>	68
ПРОГРЕССИВНЫЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВС НА ОСНОВЕ КШМ СО СДВОЕННЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ СВЯЗЯМИ	
<i>А.А. Грабовский</i>	75
ТРЕБОВАНИЯ К СВОЙСТВАМ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ДЕТАЛЕЙ ГТД И ЭУ	
<i>А.Н. Петухов</i>	83
СОЗДАНИЕ МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ВДУВА ГЕЛИЯ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В КАМЕРЕ ЖРД С ВЫТЕСНИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА	
<i>В.Н. Шнякин, А.Н. Коваленко, В.Н. Коваленко, А.В. Родькин, Е.Н. Бочев, А.П. Макотер, Ю.В. Блишун</i>	92

РАСЧЁТ ХАРАКТЕРИСТКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА В ДВУХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ	
<i>А.Б. Михайлова, Д.А. Ахмедзянов, Ю.М. Ахметов, А.Е. Михайлов</i>	102
ФОРМИРОВАНИЕ ЗАКОНОВ УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ ДЛЯ БПЛА ОДНОРАЗОВОГО ПРИМЕНЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ	
<i>А.Е. Михайлов, Д.А. Ахмедзянов, Ю.М. Ахметов, А.Б. Михайлова</i>	109
УСТРОЙСТВО ДЛЯ АЛМАЗНОГО ВЫГЛАЖИВАНИЯ ОТВЕРСТИЙ С НАГРУЖЕНИЕМ ВЫГЛАЖИВАТЕЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛОЙ	
<i>А.Н. Швецов, Д.Л. Скуратов, С.Р. Абульханов</i>	118
ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОТИВОТОЧНОГО ГОРЕЛОЧНОГО МОДУЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АНИЗОТРОПНЫХ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ	
<i>Ш.А. Пираливили, А.И. Гурьянов, А.В. Бадерников</i>	123
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАБАРИТНЫХ ОГРАНИЧЕНИЙ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЕКТОРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ	
<i>Б.Б. Косенок</i>	131
ПЕРСПЕКТИВЫ ФОРСИРОВАНИЯ ПАРО- И ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК	
<i>А.А. Павлова</i>	135
ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОТОПЛИВНОГО ГОРЕЛОЧНОГО МОДУЛЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТУ	
<i>М.В. Малыгина</i>	143
ВЛИЯНИЕ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА ЗА КОМПРЕССОРОМ НА ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ОТРЫВНОГО ДИФFUЗОРА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ	
<i>М.М. Гурьянова</i>	151
ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ОТЛАДКИ ПАРАМЕТРОВ СЕРИЙНОГО ТРДД	
<i>А.А. Волик, Х.С. Гумеров, Р.З. Хабибуллин, Р.Б. Хайруллин</i>	160
РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ БЕСКОНТАКТНОГО ПАЛЬЧИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ	
<i>Ю.М. Темис, А.В. Селиванов, И.Ю. Дзева</i>	168
РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРА НА ГАЗОВЫХ ОПОРАХ	
<i>Ю.М. Темис, М.Ю. Темис, А.М. Егоров, В.В. Гаврилов, В.Н. Огородов</i>	174
ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ГТД	
<i>Ю.М. Темис, Д.А. Якушев</i>	183
ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ, СВОЙСТВА И ПРИМЕНЕНИЕ НАНОСТРУКТУРИРОВАННЫХ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ	
<i>М.В. Ненашев, И.Д. Ибатуллин, С.Ю. Ганигин, А.Р. Галямов, Р.Р. Неяглова</i>	189
ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ, СВОЙСТВА И ПРИМЕНЕНИЕ ДЕТОНАЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ	
<i>М.В. Ненашев, С.Ю. Ганигин, А.Н. Журавлев, А.С. Дьяконов, С.А. Белокоровкин, Д.Ю. Карякин</i>	197
ПРИМЕНЕНИЕ ДЕТОНАЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ ДЛЯ СОЗДАНИЯ НОВОГО МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА	
<i>М.В. Ненашев, И.Д. Ибатуллин, А.В. Утянкин, А.Н. Журавлев, В.В. Усачев, Д.Ю. Карякин, А.С. Дьяконов</i>	204

ПРИБОРЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТЕЙ <i>Т.А. Шашкина, А.В. Утянкин, А.Р. Галлямов, А.С. Дьяконов</i>	211
СТЕНД И МЕТОДИКИ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ МАТЕРИАЛОВ <i>И.Д. Ибатуллин, А.Н. Журавлев, А.В. Утянкин, А.Р. Галлямов, Р.Р. Неяглова</i>	218
ВЫБОР РАДИУСА РАСПОЛОЖЕНИЯ АППАРАТА ЗАКРУТКИ В СИСТЕМЕ ПОДВОДА ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА К РАБОЧЕЙ ЛОПАТКЕ ТВД <i>Р.А. Диденко, Д.В. Карелин, Д.Г. Иевлев, В.В. Лебедев</i>	224
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ШИРИНЫ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ДИФФУЗОРА НА АДИАБАТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ И СНИЖЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ПОДВОДА ВОЗДУХА К РАБОЧЕЙ ЛОПАТКЕ ТУРБИНЫ <i>Р.А. Диденко, Д.В. Карелин, Д.Г. Иевлев, В.В. Лебедев, Е.В. Белоусова</i>	233
ВИХРЕВОЙ ЭФФЕКТ И ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ЭЛЕМЕНТАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ <i>Ш.А. Пиралишвили, С.В. Веретенников</i>	241
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ФАКТОРОВ НА РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГТД <i>В.М. Кофман</i>	248
МЕТОДИКА И ОПЫТ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ КОМПРЕССОРОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ГТД <i>В.М. Кофман</i>	257
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ АДАПТАЦИИ ЖРДМТ РАЗРАБОТКИ ФГУП «НИИМАШ» ПОД ТОПЛИВНУЮ ПАРУ МОН-3 + ММН С ОБЕСПЕЧЕНИЕМ УДОВЛЕТВОРИТЕЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ <i>Ю.А. Бешенев, С.А. Булдашев, Ф.А. Казанкин, Н.В. Лемский, Е.В. Семкин</i>	267
УЛЬТРАЗВУКОВОЕ УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ГТД <i>М.К. Александров, Н.Д. Папшева, О.М. Акушская</i>	271
ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ ЯДЕРНОЙ ЭЛЕКТРОРАКЕТНОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ <i>А.И. Белогуров, Т.Ч. Колбая, В.С. Рачук</i>	277
ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССА «ТРЁХВАЛЕНТНОГО» ХРОМИРОВАНИЯ КОНСТРУКЦИОННОЙ СТАЛИ НА ЕЁ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ <i>Р.К. Салахова, В.В. Семенычев, В.А. Ильин</i>	287
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ХРОМОВЫХ ПОКРЫТИЙ, СФОРМИРОВАННЫХ В ТРЁХВАЛЕНТНЫХ ЭЛЕКТРОЛИТАХ В ПРИСУТСТВИИ НАНОРАЗМЕРНЫХ ЧАСТИЦ ОКСИДОВ МЕТАЛЛОВ <i>Р.К. Салахова, В.В. Семенычев</i>	294
ДИАГНОСТИКА МАТЕРИАЛОВ КОНСТРУКЦИЙ НА РАННИХ СТАДИЯХ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ И ОЦЕНКА НДС МАТЕРИАЛА КОНСТРУКЦИЙ МЕТОДАМИ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ <i>В.В. Мишакин, Н.В. Данилова, К.В. Курашкин, В.А. Ключников, А.В. Гончар</i>	299
ОЦЕНКА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГТД С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДИКИ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАВНОВЕСНОГО СОСТОЯНИЯ ГОМОГЕННОЙ СМЕСИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ УГЛЕВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА <i>О.И. Болдырев, И.М. Горюнов</i>	308

СИСТЕМА-ИМИТАТОР НАГРУЗКИ РУЛЕВЫХ ОРГАНОВ <i>А.В. Алилуев</i>	314
ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДИСКОВ <i>О.В. Никишов, В.Г. Круцило</i>	317
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ С ЦИКЛОННО-ВИХРЕВОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ <i>С.В. Веретенников, С.М. Хасанов</i>	323
ПЛАСТИЧЕСКАЯ ПОТЕРЯ УСТОЙЧИВОСТИ ПРИ ОСЕВОМ СЖАТИИ ТРУБЫ <i>Р.И. Непершин</i>	329
МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЖЕКТОРА ДЛЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПАКЕТА ПРОГРАММ ДЛЯ РАСЧЁТА ИХ ХАРАКТЕРИСТИК <i>Я. Георги, С. Штаудахер, С.В. Фалалеев</i>	337
ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ МИКРОГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ БЕСПИЛОТНЫХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ <i>И.А. Жданов, С. Штаудахер, С.В. Фалалеев</i>	345
АКУСТО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ГЕНЕРАТОРЫ ЗВУКА ДЛЯ СОЗДАНИЯ ЗВУКОВОГО ИМИДЖА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ <i>Р.Н. Старобинский, А.В. Краснов, А.А. Ковалева, Н.В. Вильч</i>	354
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАТОК ГТД ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ <i>А.А. Рыжов, Б.К. Галимханов, Н.А. Рыжов, Р.К. Латыпов, С.Р. Иргалин</i>	364
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ОБЛИК КОМБИНИРОВАННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК НА БАЗЕ ГТУ И ТОТЭ <i>А.А. Лоскутников, И.М. Горюнов, Ф.Г. Бакиров</i>	370
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК, УПРОЧНЁННЫХ ТЕРМОПЛАСТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ <i>В.Г. Круцило, Н.Б. Кротинов</i>	380
ИЗМЕНЕНИЕ ОБЪЁМА СГОРАНИЯ И КОНЦЕНТРАЦИЯ ОКСИДОВ АЗОТА В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ <i>П.В. Коломиец</i>	384

CONTENTS

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

ABOUT THE PROBES FOR MEASURING PULSATIONS OF PRESSURE IN THE FLOWING PART GAS TURBINE ENGINES	
<i>V.P. Shorin, A.G. Gimadiev, N.D. Bystrov, S.A. Ilinskij</i>	11
METHODICAL FEATURES OF VIBRATION TESTS OF ROTATING BLADES USING DYNAMIC SPIN RIGS	
<i>Yu.A. Nozhnitsky, Yu.A. Fedina, D.V. Shadrin</i>	16
STRAIN-ENERGY APPROACH AND LOW-CYCLE FATIGUE OF MATERIAL	
<i>E.P. Kotcherov, A.A. Bukhanko, A.I. Khromov</i>	23
THE COMBINED FUEL DRAINING CONTROL SYSTEM FOR LIQUID OXYGEN AND LIQUID HYDROGEN UPPER STAGE	
<i>V.P. Ivanov, I.S. Partola</i>	28
THE INFLUENCE OF BURNER DESIGN ON THE CHARACTERISTICS OF THE COMBUSTION CHAMBER WITH GASEOUS FUELS	
<i>A.N. Markushin, A.V. Baklanov, N.E. Tsyganov</i>	35
HARD & SOFT COMPLEX FOR “ANGARA” FAMILY LAUNCH VEHICLES ENGINE SYSTEM DEVELOPMENT	
<i>I.S. Partola</i>	39
3D MODELING OF BLADE FLUTTER IN MODERN GAS TURBINE ENGINES	
<i>V.V. Vedeneev, M.E. Kolotnikov, P.V. Makarov, V.V. Firsanov</i>	47
CALCULATION OF CUTTING TEMPERATURE AT MILLING OF PURVEYANCES FROM HARD-PROCESSING MATERIALS	
<i>V.N. Trusov, D.L. Skuratov, O.I. Zakonov, V.V. Shikin</i>	57
INCREASE OF WORKING CAPACITY OF TAPS AT HAPEЗАННН CARVINGS IN DEAF APERTURES WITH IMPOSING OF THE COMPELLED ULTRASONIC FLUCTUATIONS	
<i>V.V. Golovkin, M.V. Druzhinina, V.N. Trusov</i>	63
GUARANTEEING OF ECOLOGICAL AND ECONOMIC INDICATORS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE	
<i>A.A. Grabovskiy, V.A. Mironov</i>	68
PROGRESSIVE THERMODYNAMIC CYCLE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE BASED ON CRANK A ROD THE MECHANISM WITH DUAL KINEMATIC COMMUNICATIONS	
<i>A. A. Grabovskiy</i>	75
REQUIREMENTS TO QUALITY SUPERFICIAL LAUER OF DETAILS GTE	
<i>A.N. Petukhov</i>	83
CREATION OF THE TECHNIQUE OF HE DELIVERY INFLUENCE ON WORKING PROCESS IN THE LRE CHAMBER WITH EXPULSION PROPELLANT SUPPLY	
<i>V.N. Shnyakin, A.N. Kovalenko, V.N. Kovalenko, A.V. Rod'kin, E.N. Bochev, A.P. Makoter, Yu.V. Blishun</i>	92
TWO-DIMENTIONAL AXIAL ROTOR COMPRESSOR OFF-DESIGN PERFORMANCE PREDICTION MODEL WITH THE USE OF SIMULATION METHODS AND TOOLS	
<i>A.B. Mikhailova, D.A. Akhmedzyanov, Yu.M. Akhmetov, A.Ye. Mikhailov</i>	102

GENERATION OF CONTROL PROGRAMES FOR DISPOSABLE UNMANNED AIRCRAFT VEHICLE PROPULSION SYSTEM BY MEANS OF DYNAMIC CHARACTERISTIC	
<i>A.Ye. Mikhailov, D.A. Akhmedzyanov, Yu.M. Akhmetov, A.B. Mikhailova</i>	109
A DEVICE FOR DIAMOND SMOOTHING OF HOLES WITH A CENTRIFUGAL-FORCE-LOADED SMOOTHING TOOL	
<i>A.N. Shvetsov, D.L. Skuratov, S.R. Abulkhanov</i>	118
NUMERICAL STUDY OF GASDYNAMIC CHARACTERISTICS COUNTERFLOW BURNER WITH USE OF ANISOTROPIC MODELS OF TURBULENCE	
<i>S.A. Piralishvily, A.I. Guryanov, A.V. Badernikov</i>	123
DEFINITION OF OVERALL LIMITS INTERNAL-COMBUSTION ENGINE USING VECTOR MODELING	
<i>B.B. Kosenok</i>	131
PROSPECTS FOR THE FORCING OF GAS TURBINE AND STEAM POWER PLANTS	
<i>A.A. Pavlova</i>	135
NUMERICAL INVESTIGATION MULTIFUEL COMBUSTION GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBER MODULE	
<i>M.V. Malygina</i>	143
EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF TURBULENCE OF INFLUENCE OF THE COMPRESSOR'S OUT FLOW PARAMETERS ON THE HYDRAULICS PARAMETERS RESISTANCE OF SEPARATION DIFFUSER OF COMBUSTION CHAMBER	
<i>M.M. Guryanova</i>	151
IMPROVING THE QUALITY PARAMETERS OF SERIAL DEBUG TWO SPOOL MIXED FLOW TURBOFAN	
<i>A.A. Volik, Kh.S. Gumerov, R.Z. Khabibullin, R.B. Khayrullin</i>	160
NUMERICAL INVESTIGATION OF A NON-CONTACTING FINGER SEAL	
<i>Yu.M. Temis, A.V. Selivanov, I.Yu. Dzeva</i>	168
ROTOR IN GAS BEARINGS DYNAMICS EXPERIMENT-CALCULATED INVESTIGATION	
<i>Yu.M. Temis, M.Yu. Temis, A.M. Egorov, V.V. Gavrilov, V.N. Ogorodov</i>	174
GTE PARTS OPTIMAL DESIGN	
<i>Yu.M. Temis, D.A. Yakushev</i>	183
ADVANCED TECHNOLOGIES, PROPERTIES AND APPLICATION OF ELECTROCHEMICAL NANOSTRUCTURED COVERINGS	
<i>M.V. Nenashev, I.D. Ibatullin, S.J. Ganigin, A.R. Galljamov, R.R. Neyaglova</i>	189
PERSPECTIVE TECHNOLOGIES, PROPERTIES AND APPLICATION OF DETONATION COVERINGS	
<i>M.V. Nenashev, S.J. Ganigin, A.N. Zhuravlev, A.S. Dyakonov, S.A. Belokorovkin, D.Yu. Karyakin</i>	197
APPLICATION OF DETONATION COVERINGS FOR CREATION OF NEW METALCUTTING TOOL	
<i>M.V. Nenashev, I.D. Ibatullin, A.V. Utjankin, A.N. Zhuravlev, V.V. Usachyov, D.Ju. Karjakin, A.S. Dyakonov</i>	204
DEVICES AND METHODS OF RESEARCH OF QUALITY OF SURFACES	
<i>T.A. Shashkina, A.V. Utjankin, A.R. Galljamov, A.S. Dyakonov</i>	211

THE MACHINE AND METHODS OF TRIBOTEHNICAL TESTS OF MATERIALS <i>I.D. Ibatullin, A.N. Zhuravlev, A.V. Utjankin, A.R. Galljamov, R.R. Nejaglova</i>	218
EFFECT OF RADIAL LOCATION OF NOZZLES ON WIDTH ON PERFORMANCE OF PRE-SWIRL SYSTEMS <i>R.A. Didenko, D.V. Karelin, D.G. Ievlev, V.V. Lebedev</i>	224
EFFECT OF CAVITY WIDTH ON PERFORMANCE OF PRE-SWIRL SYSTEMS <i>R.A. Didenko, D.V. Karelin, D.G. Ievlev, V.V. Lebedev, E.V. Belousova</i>	233
VORTEX EFFECT AND INTENSIFICATION OF HEAT AND MASS TRANSFER IN CELL ENERGY TECHNOLOGY <i>Sh.A. Piralishvili, S.V. Veretennikov</i>	241
STUDYING THE INFLUENCE OF THE GAS-DYNAMIC NON-STATIONARY FACTORS ON THE MATHEMATICAL MODELLING OF THE GAS TURBINE ENGINES NON-SETUP WORK MODES <i>V.M. Kofman</i>	248
METHODS AND THE EXPERIMENT OF THE PARAMETRIC IDENTIFICATION COMPRESSORS AND FANS MATHEMATICAL MODELS OF ACCORDING TO THE RESULTS OF THE GAS TURBINE ENGINE DEVELOPMENT TEST <i>V.M. Kofman</i>	257
EXPERIMENTAL RESEARCHES OF POSSIBLE LOW-THRUST ROCKET ADAPTATION DEVELOPED BY FSUE R&DIME FOR BIROPELLANT MON-3+MMH PROVIDING TOLERABLE THERMAL STATE THRUSTERS <i>Yu.A. Beshenev, S.A. Buldashev, F.A. Kazankin, N.V. Lemskiy, Ye.V. Semkin</i>	267
ULTRASONIC HARDENING OF PARTS GTE <i>M.K. Alexandrov, N.D. Papsheva, O.M. Akushskaya</i>	271
PROBLEMS DEVELOPMENT OF NUCLEAR ELECTRIC PROPULSION <i>A.I. Belogurov, T.Ch. Kolbaya, V.S. Rachuk</i>	277
EFFECT OF "TRIVALENT" CHROME PLATING STRUCTURAL STEEL ON ITS PERFORMANCE <i>R.K. Salakhova, V.V. Semionychyev, V.A. Ilyin</i>	287
WEAR RESISTANCE OF CHROMIUM COATINGS, FORMED IN TRIVALENT ELECTROLYTES AT PRESENCE OF NANOSIZED PARTICLES OF METAL OXIDES <i>R.K. Salakhova, V.V. Semionychyev</i>	294
DIAGNOSTICS OF CONSTRUCTIONS' MATERIALS IN THE EARLY STAGES OF FATIGUE FAILURE AND ESTIMATION OF THE STRESS-STRAIN CONDITION OF CONSTRUCTIONS' MATERIAL BY METHODS OF NON- DESTRUCTIVE TESTING <i>V.V. Mishakin, N.V. Danilova, K.V. Kurashkin, V.A. Klyushnikov, A.V. Gonchar</i>	299
ESTIMATE OF KEY PARAMETERS OF A GAS TURBINE ENGINES WITH APPLICATION OF THE MODELLING PROCEDURE OF THE EQUILIBRIUM STATE OF HOMOGENEOUS MIXTURE OF HYDROCARBON FUEL COMBUSTION PRODUCTS <i>O. I. Boldyrev, I.M. Gorynov</i>	308
SYSTEM-SIMULATOR LOAD THE STEERING ORGANS <i>A.V. Aliluev</i>	314
INCREASE DURABILITY OF GAS TURBINE DISKS <i>O.V. Nikishov, V.G. Krutsilo</i>	317

INVESTIGATION OF THERMAL CONDITIONS NOZZLE BLADES WITH A CYCLONE-VORTEX COOLING SYSTEM <i>S.V. Veretennikov, S.M. Khasanov</i>	323
PLASTIC BUCKLING OF AXIALLY COMPRESSED TUBE <i>R.I. Nepershin</i>	329
MODELLING OF AN EJECTOR FOR TURBINE AEROENGINES FOR APPLICATION IN PERFORMANCE SYNTHESIS TOOLS <i>J. Georgi, S. Staudacher, S.V. Falaleev</i>	337
PROBLEMS AND PROSPECT OF MICROGASTURBINES DEVELOPMENT FOR UNMANNED AERIAL VEHICLE PROPULSION <i>I.A. Zhdanov, S. Staudacher, S.V. Falaleev</i>	345
ACOUSTICAL-MECHANICAL SOUND GENERATORS FOR CREATING AN ACOUSTICAL IMPRESSION OF A CAR <i>R.N. Starobinski, A.V. Krasnov, A.A. Kovaleva, N.V. Vilch</i>	354
THE PROJECTING OF GAS TURBINE ENGINE COMPOSITE BLADES <i>A.A. Ryzhov, B.K. Galimkhanov, N.A. Ryzhov, R.K. Latypov, S.R. Irgalin</i>	364
THERMODYNAMIC SHAPE OF THE COMBINED POWER INSTALLATIONS, BASED ON GTU AND SOLID OXIDE FUEL CELLS <i>A. A. Loskutnikov, I. M. Gorjunov, F. G. Bakirov</i>	370
OPERATIONAL TESTING OF THERMOPLASTIC REINFORCED BLADES <i>V.G. Krutsilo, N.B. Krotinov</i>	380
HANGES IN VOLUME COMBUSTION AND CONCENTRATION OF NITROGEN OXIDES IN THE EXHAUST GASES GASOLINE ENGINE <i>P.V. Kolomiets</i>	384

ОБ ИЗМЕРЕНИИ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

©2011 В. П. Шорин¹, А. Г. Гимадиев¹, Н. Д. Быстров¹, С. А. Ильинский²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

²ОАО «КУЗНЕЦОВ» (ОАО СНТК имени Н.Д. Кузнецова), г. Самара

Надежная оценка запасов устойчивости компрессора обеспечивается при измерении пульсаций давления в диапазоне частот от нескольких Гц до нескольких кГц. Поскольку датчики пульсаций давления часто не могут располагаться в точках измерения, их подключают к точкам измерения с помощью подводящих каналов. При этом формируется устройство под названием акустический зонд. Предложено применять научно обоснованные методики для расчета их частотных характеристик. Разработаны программные средства, позволяющие осуществлять расчеты частотных характеристик вновь проектируемых акустических зондов с элементами коррекции их частотных характеристик, а также обрабатывать получаемую во время испытаний двигателей с помощью акустических зондов информацию о пульсационном состоянии объектов контроля. Для проведения динамических испытаний с целью экспериментальной отработки зондов для измерения пульсаций на предмет соответствия их частотных характеристик расчетным на кафедре АСЭУ СГАУ создано стендовое оборудование и измерительно-регистрационный комплекс.

Проточный тракт ГТД, пульсации давления, зонды для измерения пульсаций давления, программные средства для расчета и проектирования зондов, динамические испытания зондов, стенд для частотных испытаний зондов.

При разработке и доводке газотурбинных двигателей контроль пульсаций давления в проточной части является весьма важным. При превышении допустимого уровня пульсаций давления включаются защитные системы двигателя, изменяющие режим работы двигателя и предотвращающие выход из строя компрессора и двигателя в целом.

При доводке двухконтурных двигателей на расчетные параметры контролируются пульсации давления потока как в первом, так и во втором контурах двигателя. Особенно тщательно изучается влияние неравномерности потока на входе в двигатель, что требует значительного числа точек контроля пульсаций полного давления. Оцениваются пульсации давления за компрессорами низкого и высокого давления (КНД и КВД), контролируются пульсации в камере сгорания, а в отдельных случаях для форсированных двигателей - в форсажной камере сгорания.

В связи с использованием альтернативных источников энергии (например, природный сжиженный газ) в авиации и для двигателей наземного применения появилась проблема вибрационного горения топ-

лива в камере сгорания, которая не может быть решена без измерения пульсаций давления. Вибрационное горение топлива в КС само по себе является чрезвычайно опасным режимом, поскольку энергия колебаний потока может стать настолько высокой, что вызывает появление возбуждающих сил, способных в ряде случаев вызвать разрушение элементов двигателя.

Данные по требуемой точности контроля и измерения пульсаций давления на отечественных испытательных стендах ГТД приводятся в ОСТ 1.01-021-93 и составляют $\pm 10\%$ по амплитуде. Достигнутый к настоящему времени уровень точности при измерении пульсаций давления составляет около $\pm 20\%$.

В настоящее время перед конструкторами ставится ряд ответственных задач по созданию конкурентоспособных газотурбинных двигателей как авиационного, так и наземного применения. Одной из проблем, вытекающей из названной задачи, является измерение и контроль пульсаций давления потока воздуха или рабочего тела в отдельных сечениях двигателя.

Сбор информации о пульсационном состоянии потока на входе в двигатель позволяет получать энергетические спектры пульсаций давления, среднеквадратичные значения пульсационной составляющей давления и их автокорреляционные функции. В ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова при доводке двигателя НК-32 получены энергетические спектры пульсаций давления и силового отклика в узлах крепления двигателя на ЛА в условиях различного уровня возмущений на входе в двигатель. Указанные энергетические спектры весьма типичны для ГТД, но при этом они в случае, рассмотренном в работе [1], отражают специфику крупноразмерного двигателя, т.е. сосредоточение энергии колебаний воздушного потока в низкочастотной области.

Оценка запасов устойчивости компрессора двигателя на испытательных станциях и открытых стендах проводится измерением пульсаций давления в диапазоне частот от нескольких Гц до нескольких кГц. Измерение пульсаций давления проводится в некоторых случаях и при более высоких частотах, например при оценке формирования вредных выбросов в основных и форсажных камерах сгорания ГТД [1].

Поскольку условия работы первичных преобразователей пульсаций давления в точках измерения на объектах контроля зачастую не соответствуют допустимым из-за высоких температур, высокого уровня вибраций, наличия взвешенных частиц в продуктах сгорания и т.п., а также в связи с тем, что в ряде случаев первичный преобразователь конструктивно не может быть установлен непосредственно в точке измерения, производится подключение датчика к точке измерения при помощи подводящего канала с датчиком или акустического зонда (рис. 1).

Наличие подводящего канала приводит к значительному искажению передаваемой к датчику информации о переменной составляющей давления. Поэтому при создании акустических зондов предложено применять научно обоснованные методики расчета их частотных характеристик [2].

На основе предложенных методик разработаны программные средства, позволяющие осуществлять расчеты частотных характеристик вновь проектируемых аку-

стических зондов с элементами коррекции частотных характеристик, а также обрабатывать получаемую с их помощью информацию о пульсационном состоянии испытываемых двигателей.



Рис. 1. Внешний вид акустических зондов

К таким программам относятся: «Расчет устройств для измерения пульсаций» (РУДИП) и «Программа обработки и восстановления сигналов» (ПОВС) (рис. 2).

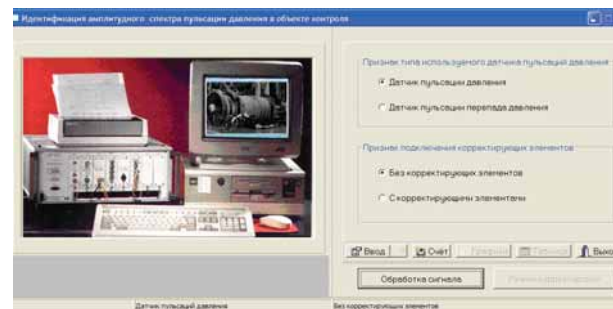


Рис. 2. Основная форма программы ПОВС

Программа позволяет осуществлять расчеты частотных характеристик акустических зондов, обрабатывать измеренные с помощью зондов временные реализации пульсаций давления, вносить корректировку в полученные временные реализации. Программный комплекс позволяет рассчитывать частотные характеристики акустических зондов как с датчиками абсолютного давления, так и для зондов с дифференциальными датчиками. Характерной особенностью программного комплекса является возможность осуществления расчетных действий в случае

применения так называемых неоднородных трубопроводов, подводящих к датчику сигнал давления. Причем предусмотрены случаи неоднородности как по температуре, так и по геометрии. В качестве примера на рис. 3 представлена исходная форма генерации расчетного задания в программном комплексе.

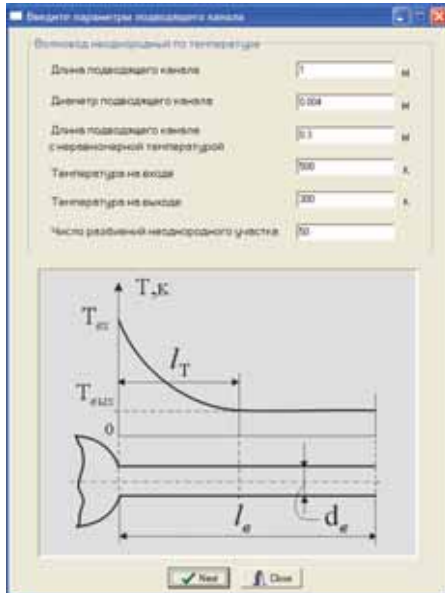


Рис. 3. Исходная форма для формирования расчетного задания в случае неоднородности подводящего трубопровода проектируемого или эксплуатируемого акустического зонда

Для корректировки амплитудно-частотных характеристик акустических зондов предложен ряд схем корректирующих элементов. В качестве примера на рис. 4 представлено одно из окон программного комплекса для расчета АЧХ акустического зонда с применением корректирующего элемента в виде длинной линии.

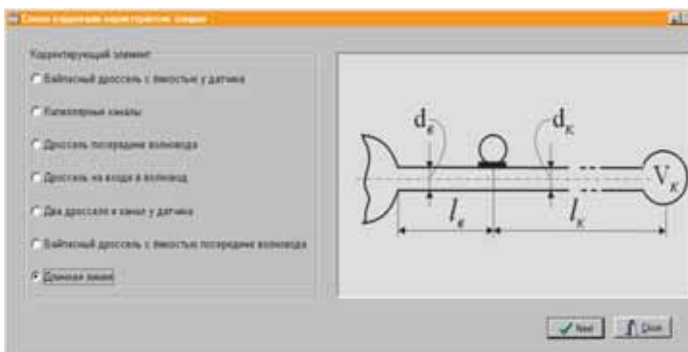


Рис. 4. Окно программы для расчета частотных характеристик зонда

Результаты расчетов выводятся в виде графиков (рис. 5) или таблиц.

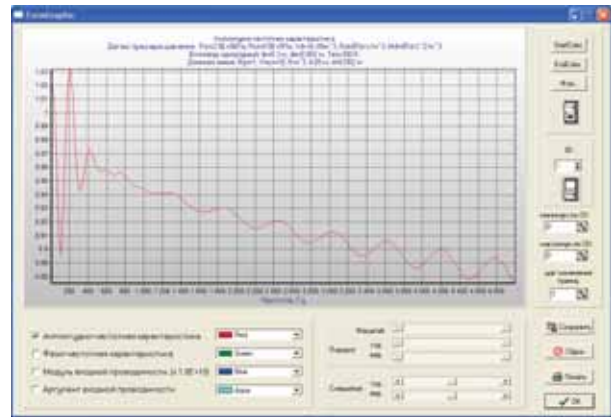


Рис. 5. АЧХ акустического зонда с корректирующими элементами. Исходные расчетные данные приводятся в верхней части графика.

Для обработки записанных временных реализаций пульсаций давления в результате испытаний объектов, в рамках программного комплекса, предусмотрена специальная форма (рис. 6).

Для проверки адекватности разработанных математических моделей акустических зондов и эффективности их корректирующих элементов проводятся стендовые частотные испытания, максимально приближенные к натурным. Такие же испытания зондов проводятся и перед непосредственным применением на ГТД при его доводке в стендовых условиях. Для этого на кафедре АСЭУ СГАУ создано стендовое оборудование и измерительно-регистрационный комплекс, позволяющие проводить частотные испытания зондов при значениях средних давлений, характерных для ГТД.

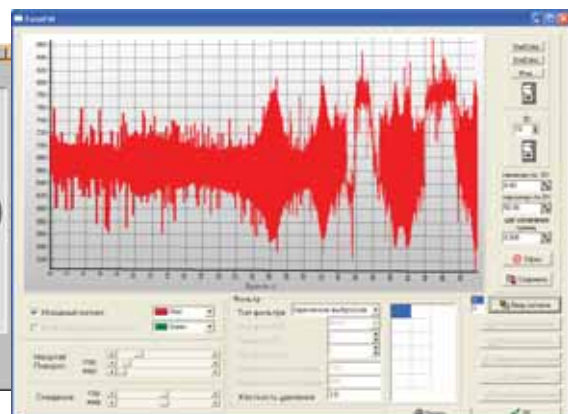


Рис. 6. Форма, предназначенная для обработки сигналов в программе ПОВС



Рис. 7. Узел испытательной камеры стенда с датчиком и опытным акустическим зондом

Оборудование для динамических испытаний зондов состоит из пневматического стенда и регистрационного комплекса (рис. 7).

Таким образом, созданные методики, программные средства и испытательное

оборудование позволяют проектировать и динамически испытывать акустические зонды для измерения пульсаций давления в проточной части ГТД.

Библиографический список

1. Климнюк, Ю.И. Оптимизация конструкций компрессоров авиационных ГТД с учетом воздействия эксплуатационных неоднородностей воздушного потока [Текст] / Ю.И. Климнюк. - Самара: Изд-во Самар. науч. центра РАН, 2001. - 249 с.

2. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления [Текст] / В.П. Шорин, Е.В. Шахматов, А.Г. Гимадиев [и др.] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. - 132 с.

ABOUT THE PROBES FOR MEASURING PULSATIONS OF PRESSURE IN THE FLOWING PART GAS TURBINE ENGINES

©2011 V. P. Shorin¹, A. G. Gimadiev¹, N. D. Bystrov¹, S. A. Ilinskiy²

¹Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

²JSC «KUZNETSOV», Samara

Evaluation of the stability of GTE compressor is provided in the measurement of pressure fluctuations in the frequency range from several Hz to several kHz. Because the sensors of the pressure fluctuations can not be located at the measurement points due to excessive heat, vibration and limited space for their installation used the lead-in channels - acoustic probes. Proposed science-based methodology for calculating the frequency characteristics of the probes with corrective elements on which the developed software tools to select their parameters. The developed software can process the information derived using acoustic probes during engine tests. To verify the validity of computational models of probes at the Department of SNPP SGAU established test facilities and measurement and registration set in place to test their frequency.

Duct GTE, pulse of pressure, sensors for measuring pressure fluctuations, software tools for analysis and design of the probes, the dynamic test probes, test stand for the frequency of probes.

Информация об авторах

Шорин Владимир Павлович, академик РАН, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 335-19-05. E-mail: iam@ssau.ru. Область научных интересов: разработка конструктивных методов управления динамическими свойствами гидрогазовых систем.

Гимадиев Асгат Гатъятович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический

университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 335-19-05. E-mail: iam@ssau.ru. Область научных интересов: коррекция динамических характеристик систем управления и контроля параметров двигателей летательных аппаратов и других энергетических и технологических установок.

Быстров Николай Дмитриевич, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 335-19-05. E-mail: iam@ssau.ru. Область научных интересов: коррекция динамических характеристик систем измерения давления при испытаниях ГТД.

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

Shorin Vladimir Pavlovich, academician, doctor of technical sciences, the professor of Samara state aerospace university named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-19-05. E-mail: iam@ssau.ru. Area of research: development construction management dynamic properties of the of hydro and gas systems.

Gimadiev Asgat Gatjatovich, the professor of Samara state aerospace university named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-19-05. E-mail: iam@ssau.ru. Area of research: correction of dynamic characteristics of systems of measurement of pressure at tests GTD.

Bystrov Nikolay Dmitrievich, the professor of Samara State Aerospace university named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-19-05. E-mail: iam@ssau.ru. 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) 998-58-36. E-mail: sntk@sntk.saminfo.ru. Area of research: correction of dynamic characteristics of systems of measurement of pressure at tests GTD.

УДК 621.43

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЛОПАТОК НА ДИНАМИЧЕСКИХ РАЗГОННЫХ СТЕНДАХ

© 2011 Ю. А. Ножницкий, Ю. А. Федина, Д. В. Шадрин

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

Сформулированы требования к динамическим разгонным стендам для испытаний на многоцикловую усталость рабочих лопаток турбомашин при вращении. Проанализированы методические особенности таких испытаний.

Динамический разгонный стенд, вибрационная прочность, лопатка, испытания, предел выносливости, возбуждение колебаний, метод Локати.

Существенная часть выявляемых в эксплуатации дефектов двигателей связана с недостаточной вибрационной прочностью деталей. Дефекты, связанные с многоцикло-вой усталостью (МнЦУ), могут существенно снизить экономическую эффективность эксплуатации многодвигательных и безопасность эксплуатации однодвигательных летательных аппаратов.

При создании перспективных двигателей проблема предотвращения разрушений деталей в результате МнЦУ в связи с повышением напорности ступеней; применением обладающих плотным спектром частот собственных колебаний широкохордных лопаток; использованием узлов с низким конструкционным демпфированием (блисков, блингов); усилением связанности колебаний, применением недостаточно пластичных, чувствительных к дефектам материалов; ростом статических напряжений и увеличением температуры деталей; увеличением наработки двигателей без съема с крыла, значительно обостряется. Следует также иметь в виду известные трудности прогнозирования и экспериментального подтверждения вибрационной прочности деталей двигателей.

В последние годы интенсивно развиваются технологии предотвращения разрушения деталей двигателей, прежде всего рабочих лопаток турбомашин, от МнЦУ.

Ряд факторов, такие как зависимость эффективности демпфирования, места расположения очага разрушения и сопротивления материала от статических напряжений, обусловленных вращением ротора, приводят к необходимости проведения исследования вибрационной прочности лопаток в поле центробежных сил. Испытания на двигателе

требуют значительных затрат времени и средств. Кроме того, в этом случае возникают трудности с проведением необходимых измерений. Всё это определяет актуальность осуществления части исследований вибрационной прочности на разгонных стендах с возбуждением колебаний вращающихся лопаток.

Опыт показывает, что разгонные стенды могут эффективно использоваться для проведения работ по обеспечению вибрационной прочности деталей роторов. Вместе с тем для обеспечения возможности проведения испытаний вращающихся лопаток на МнЦУ необходимо обеспечить эффективное возбуждение колебаний, высокую точность регулирования и поддержания частоты вращения исследуемого ротора и высокоточную систему сбора и обработки информации о вибрационных характеристиках исследуемого объекта испытаний.

Возбуждение колебаний деталей роторов на динамических разгонных стендах (ДРС) можно осуществлять различными способами, в частности с использованием [1-4]:

- кинематической связи ротора с электродинамическим вибростендом (возбуждение зонтичных форм);
- неподвижных или вращающихся от независимого привода стационарных воздушных струй (раскрутка ротора при частичном вакуумировании или в атмосферных условиях);
- турбулизаторов потока или генераторов воздушных импульсов (раскрутка ротора при частичном вакуумировании или в атмосферных условиях);
- пьезовибраторов, закрепленных на деталях (недостаточная для испытаний на

усталость (эффективность возбуждения);

- струй жидкости (масла или масляного тумана);
- вихревых токов (постоянных магнитов);
- возбуждение колебаний через магнитные подшипники опор ротора.

Проведенный анализ показал, что наиболее эффективным способом возбуждения высокочастотных колебаний лопаток турбомашин по сложным формам колебаний является использование струй масла. Данный метод, в частности, реализован на установ-

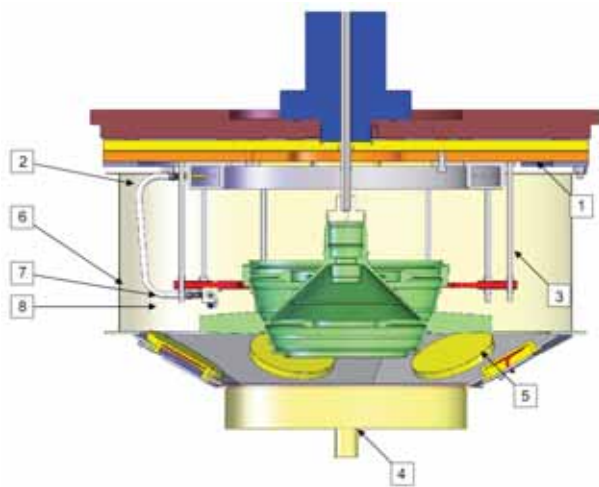


Рис. 1. Система возбуждения колебаний струями масла: 1 – установочная плита; 2 – маслопровод; 3 – вспомогательная камера; 4 – масляный резервуар; 5 – нагревательное устройство; 6 – оснастка для крепления возбуждителей; 7 – блоки форсунок; 8 – форсунки

ленном в ЦИАМ ДРС производства фирмы Test Devices, Inc. При возбуждении колебаний лопаток масляными струями [5-6] (рис. 1) в области периферии испытываемого ротора расположены направленные на лопатки форсунки (рис. 2).

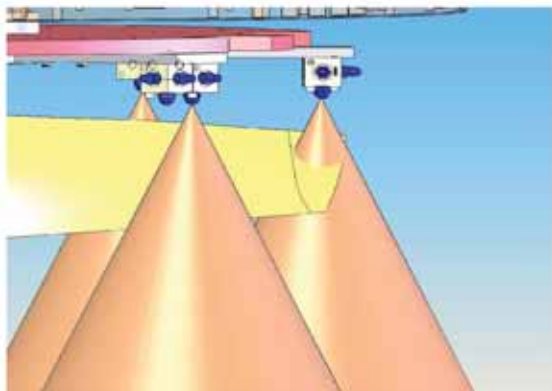


Рис. 2. Возбуждение колебаний форсунками

Жидкость в ходе испытания непрерывно прокачивается через эти форсунки так, чтобы распыленный поток в заданных местах ударялся о вращающиеся лопатки. Подбором количества струй при заданной частоте вращения ротора достигается совпадение частоты (или кратности) возбуждающей силы с частотой интересующей формы колебаний. Лопатка при таком сочетании откликается с уровнем вибронпряжений, который регулируется посредством управления расходом жидкости через форсунки. Кроме того, на эффективность возбуждения колебаний оказывают влияние конструкция форсунок и их расположение по отношению к испытываемым деталям.

Описанная система обеспечивает хороший уровень возбуждения, однако может работать только при низких температурах (до 220°C) в связи с опасностью воспламенения масла. По этой причине её использование целесообразно при проведении испытаний без нагрева или с минимальным нагревом и при испытаниях роторов с плохо возбуждаемыми лопатками. Другая проблема при возбуждении колебаний струями жидкости – опасность возникновения капельной эрозии лопаток. Известны попытки возбуждения колебаний лопаток масляным туманом для уменьшения эрозии, однако этот подход приводит к значительному снижению эффективности возбуждения. В этой связи более эффективным является возбуждение колебаний тонкими струями масла.

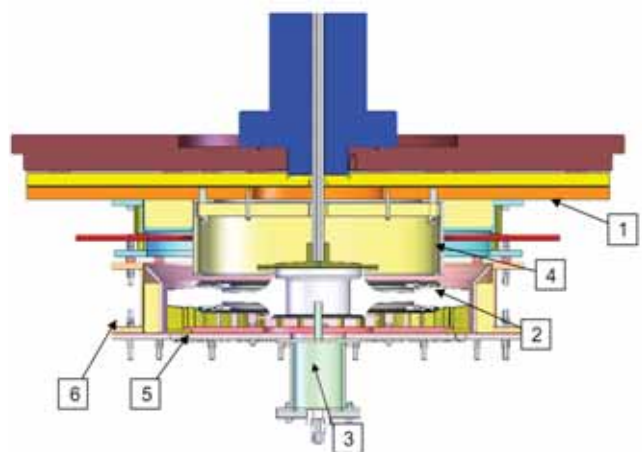


Рис. 3. Система возбуждения колебаний генератором воздушных импульсов: 1 – установочная плита; 2 – вспомогательная камера; 3 – воздушный резервуар; 4 – нагревательное устройство; 5 – оснастка для крепления возбуждителей; 6 – возбуждители

В случае необходимости проведения испытаний при высокой температуре (до 800°C) предпочтительным является возбуждение колебаний воздушными импульсами. Этот способ возбуждения колебаний реализован, в частности, на стендах ЦИАМ и на ДРС фирмы TDI [3;5]. Генератор воздушных импульсов (рис. 3) обеспечивает возбуждение при помощи аэродинамических сил, которые создаются в результате передачи кинетической энергии от вызываемых вращающимися лопатками завихрений потока. Периодический импульс возбуждающей силы генерируется при прохождении лопаткой возбудителя. Давление в камере поддерживается на достаточном для создания необходимого возбуждения уровне при помощи прецизионной системы контроля вакуума. Число возбудителей определяется в зависимости от выбранной гармоника. Резонансный отклик лопатки возникает тогда, когда произведение частоты вращения ротора и количества возбудителей становится равным или кратным частоте колебаний по выбранной форме. Амплитуда возбуждения регулируется изменением давления в камере. Данный метод обеспечивает более низкий уровень возбуждения, чем предыдущий, однако позволяет проводить испытания с температурой лопаток до ~800°C. Таким образом, целесообразно использовать данную систему при проведении испытаний с нагревом, например, при испытаниях лопаток турбин.

Для поддержания резонансных колебаний лопаток в течение длительного времени необходимо иметь возможность регулировать частоту вращения исследуемого ротора с точностью порядка ± 1 об/мин. Подобная точность регулирования может быть обеспечена при использовании в качестве привода воздушной турбины и специальной системы управления частотой вращения. Эта система должна также обеспечить возможность изменения частоты вращения с заданной скоростью для точной настройки на резонанс, поскольку при высокой скорости изменения частоты вращения измерительные системы могут не зафиксировать прохождения резонанса. При испытании рабочих колес, обладающих низким демпфированием (в частности, блисков), точность

регулирования имеет особое значение, поскольку резонансные колебания наблюдаются в очень узком диапазоне изменения частоты. Также в случае недостаточности имеющейся точности изменения частоты вращения может потребоваться введение дополнительного демпфирования.

Для определения режима испытаний необходимо провести анализ собственных частот и форм колебаний лопаток, на основании которого строится резонансная диаграмма (диаграмма Кемпбелла). По данной диаграмме выбирается форма и гармоника колебаний, на которых будут проводиться испытания. Наибольший интерес представляет такое сочетание формы и гармоника, которое может наблюдаться в реальной эксплуатации и поэтому представляет наибольшую опасность (гармоники, соответствующие числу сопловых лопаток или направляющих аппаратов, стоек камеры сгорания и т.п.).

Для определения места наклейки тензодатчиков проводится расчетное определение распределения вибронпряжений в лопатке. Важно, чтобы крепление тензодатчиков и термопар не приводило к преждевременному разрушению лопаток. В то же время датчики должны быть размещены в зонах, где уровень вибронпряжений по исследуемой форме колебаний составляет не менее 40% от максимального значения. Кроме того, при возбуждении колебаний струями жидкости тензодатчики не должны располагаться в зоне действия масляных струй, т.е. вблизи периферии лопатки.

Отрицательное влияние крепления термопар на вибропрочность лопаток может быть устранено предотвращением появления резонанса препарированной термопарой лопатки на режим испытаний (например, путем подрезки этой лопатки). Выбор типа тензодатчиков осуществлялся в соответствии с применяемой тензоусилительной и регистрирующей аппаратурой.

Для передачи сигналов от тензодатчиков и термопар, установленных на вращающемся роторе, могут использоваться контактные (щеточные или с ртутными кольцами) и бесконтактные (с телеметрической или оптической передачей сигнала) токосъемники.

Для получения информации по всем лопаткам, в том числе непрепарированным, а также в случае выхода тензодатчиков из строя может быть использована бесконтактная система измерения, которая регистрирует время прохождения каждой лопаткой датчика на каждом обороте. Могут использоваться оптические, вихретоковые или индукционные датчики. В сочетании с диаграммой Кемпбелла и информацией, полученной в ходе предварительных расчетов, данные от датчиков позволяют получить частоту и фазу колебаний, уровень вибронпряжений.

Для чистых сред без масла рекомендуется использовать более чувствительную и дорогую систему на базе оптических датчиков. Для загрязненных (например, маслом) сред может быть использована система на базе вихретоковых датчиков, более дешевая и менее чувствительная к неблагоприятным внешним условиям, однако имеющая меньшую разрешающую способность, что может привести к снижению чувствительности при измерении высокочастотных колебаний лопатки.

Испытания ротора на ДРС должно начинаться с достаточно медленного прохода по частоте вращения с целью уточнения резонансных режимов и оценки демпфирования.

При испытаниях лопаток на ДРС может использоваться нагружение с нарастающей амплитудой напряжений, в частности, метод ступенчатого повышения нагрузки или метод Локати.

При испытании облопаченного рабочего колеса уровень вибронпряжений в отдельных лопатках определяется их откликом при данных условиях возбуждения колебаний. Испытание проводится до появления трещины (о чем судят по существенному снижению частоты резонансных колебаний и (или) значительному повышению демпфирования) в одной из лопаток или разрушения одной из лопаток. При этом остальные лопатки комплекта имеют ту же циклическую наработку, но при специфическом для каждой лопатки уровне вибронпряжений. Наличие тензодатчиков на отдельных лопатках и одновременное использование бесконтактной системы измерения колебаний

позволяют оценить вибронпряженность каждой лопатки.

После удаления разрушенной лопатки и восстановления балансировки (для чего может потребоваться удаление лопатки, диаметрально противоположной разрушенной в испытании, или замена разрушенной лопатки имитатором) испытание продолжается до разрушения следующей лопатки и т.д. Следует учитывать, что при повторных настройках на резонанс может несколько измениться частота вращения на резонансном режиме, что приведет к соответствующему изменению статических и вибрационных напряжений. Ниже рассмотрены возможные подходы к обработке результатов испытаний [7].

Метод ступенчатого повышения нагрузки (метод одного образца) применим для материалов, имеющих горизонтальный участок кривой усталости и не склонных к эффекту тренировки.

Порядок проведения испытаний и обработки результатов:

1. При выбранных значениях k, f, n (k - номер гармоники, f - резонансная частота, n - частота вращения ротора) возбуждаются колебания с амплитудой напряжений $\sigma = \sigma_{-1}/3$ для произвольной лопатки, для каждой лопатки определяются значения напряжений σ_{i0} , где i - порядковый номер лопатки, $i = 1..z$; z - общее число лопаток. За первую базовую для проведения испытаний выбирается лопатка l_1 с напряжением $\sigma_{l_10} = \max\{\sigma_{i0}\}$.

2. Возбуждают колебания установленных на ротор лопаток в течение N_0 циклов, принимаемых за базу для определения предела выносливости так, чтобы $\sigma_{l_11} = 0,8 \cdot \sigma_{r0}$, где σ_{r0} - ожидаемый предел выносливости при заданной асимметрии цикла.

3. Если в результате лопатка разрушилась, испытание останавливают, удаляют лопатку, компенсируют дисбаланс, и продолжают испытание. Если разрушилась базовая лопатка, выбирают новую базовую лопатку l_i с максимальным напряжением. При этом если напряжение данной лопатки на момент остановки испытания $\sigma_{l_i} < 0,8\sigma_{r0}$,

принимают $\sigma_{l_1} = 0,8\sigma_{r0}$, если $\sigma_{l_1} \geq 0,8\sigma_{r0}$, принимают $\sigma_{l_1} = \sigma_{l_i}$. Если разрушилась лопатка, отличная от базовой, испытание продолжают с момента остановки.

4. Если разрушение не произошло, уровень нагрузки увеличивают на $\Delta\sigma = 30 \dots 50$ МПа: $\sigma_{l_i}(j+1) = \sigma_{l_i}j + \Delta\sigma$ и проводят испытание в течение базового числа циклов, где j – номер ступени нагружения.

5. Повторяют пп. 3-4 до разрушения определенного программой испытаний количества лопаток. Разрушением считается невозможность поддержания заданного уровня вибронпряжений или изменение частоты колебаний на величину больше определенной.

6. За предел выносливости i -й лопатки принимается напряжение, предшествующее тому, при котором возникла трещина.

Метод позволяет получить значение среднего предела выносливости группы лопаток, а также, при достаточном количестве испытаний, функцию распределения предела выносливости. К недостаткам метода можно отнести возможное влияние для значительного числа материалов эффекта тренировки при проведении испытаний на уровнях напряжений ниже предела выносливости со ступенями, длительность которых сопоставима с базой, на которой определяется предел выносливости, а также большую длительность.

Метод Локати также предполагает испытание при ступенчатом повышении нагрузки, однако основан на линейной гипотезе накопления повреждений, исходящей из того, что усталостное повреждение материала пропорционально наработанному числу циклов.

Порядок проведения испытаний по методу Локати.

1. При выбранных значениях k, f, n возбуждаются колебания с амплитудой напряжений $\sigma = \sigma_{-1}/3$ для произвольной лопатки, для каждой лопатки определяются значения напряжений σ_{i0} , где i – номер лопатки, $i = 1 \dots z$; z – общее число лопаток. Для определенности за первую базовую для

проведения испытаний выбирается лопатка l_1 , амплитуда напряжений которой $\sigma_{l_10} = \max\{\sigma_{i0}\}$.

2. Возбуждают в течение $n_1 = 5 \cdot 10^4$ циклов колебания установленных на ротор лопаток так, чтобы $\sigma_{l_11} = 1,1 \cdot \sigma_{r0}$, где σ_{r0} – ожидаемый предел выносливости при заданной асимметрии цикла.

3. Переходят на следующий уровень напряжений $\sigma_{l_12} = \sigma_{l_11} + \Delta\sigma_1$, на котором лопатки работают n_2 циклов. Напряжения последовательно повышают таким образом до разрушения какой-либо лопатки. Принимают $\Delta\sigma_j = 0,1 \cdot \sigma_{r0}$, $n_{j+1} = n_j$, где j – номер ступени нагружения.

4. При разрушении лопатки испытание останавливают, удаляют лопатку, компенсируют дисбаланс и продолжают испытание. Если разрушилась базовая лопатка l_i , за новую базовую лопатку l_{i+1} принимают лопатку с максимальным напряжением из оставшихся и переходят на следующий уровень. Если при этом переходе $\sigma_{l_i} < \sigma_r$, увеличивают амплитуду напряжений либо изменяют режим испытаний таким образом, чтобы $\sigma_{l_i} \geq \sigma_r$. Если разрушилась лопатка, отличная от базовой, испытания продолжают с момента разрушения.

5. Испытания проводят до разрушения заданного числа лопаток. Разрушением считается невозможность поддержания заданного уровня вибронпряжений или изменение частоты колебаний на величину больше определенной.

6. Для каждой лопатки заносят в протокол испытаний следующие данные: номер ступени нагружения j , наблюдаемый уровень напряжений на ступени для данной лопатки σ_{ij} , длительность нагружения n_{ij} в циклах, частота колебаний лопатки f_{ij} .

Обработка результатов испытаний по методу Локати:

1. Обработка всех результатов ведется независимо для каждой лопатки. Результаты испытаний сортируются в порядке возрастания амплитуд напряжений.

2. Для материалов, кривая усталости которых имеет горизонтальный участок, выбирается минимальное учитываемое расчетное напряжение $\sigma'_1 = \sigma_{r0}$. В этом случае все ступени $\sigma_j < \sigma'_1$ при дальнейшей обработке не учитываются.

3. По взятым из литературы или полученным в результате предшествующих испытаний кривым усталости для материала строятся условные кривые усталости А, В, С (рис. 4), соответствующие 95%, 50% и 5% вероятности разрушения.

4. По результатам испытаний строится график зависимости $\sigma(N)$ (рис. 4).

5. По линейной гипотезе суммирования напряжений определяются параметры a_1, a_2, a_3 для условных кривых усталости А, В, С. При наличии горизонтального участка кривой усталости расчет ведется по зависимости

$$a = \sum_{i=1}^{i=p} \frac{n_i}{N_i},$$

где n_i – наработанное при напряжении σ_i число циклов; N_i – долговечность до разрушения при напряжении σ_i , определяемая по зависимости

$$N_i = N_p \cdot 10^{(\sigma_p - \sigma_i)/k},$$

где σ_p – разрушающее напряжение; N_p – долговечность на уровне σ_p , найденная в опыте; p – число ступеней нагружения; $k = |tg\beta| = \frac{1}{m}$ – тангенс угла наклона наклонной части кривой усталости; m – параметр уравнения кривой усталости $\sigma^m N = C$.

Если кривая усталости имеет 2 наклонных участка, параметр a определяется по зависимости

$$a = \sum_{i=1}^{i=s} \frac{n_i}{N_i} + \sum_{i=s+1}^{i=p} \frac{n_i}{N'_i},$$

где s – число ступеней нагружения с амплитудой $\sigma_i \geq \sigma_r$, N'_i – долговечность до разрушения при напряжении σ_i , определяемая по зависимости

$$N'_i = N_p \cdot 10^{(\sigma_p - \sigma_i)/k'},$$

где $k' = |tg\beta| = \frac{1}{m'}$ – тангенс угла наклона нижней части кривой усталости.

6. По подсчитанным значениям параметров a_1, a_2, a_3 строится кривая сумм накопленных повреждений (рис. 5). Искомым пределом выносливости считается значение, отвечающее условию $a = 1$.

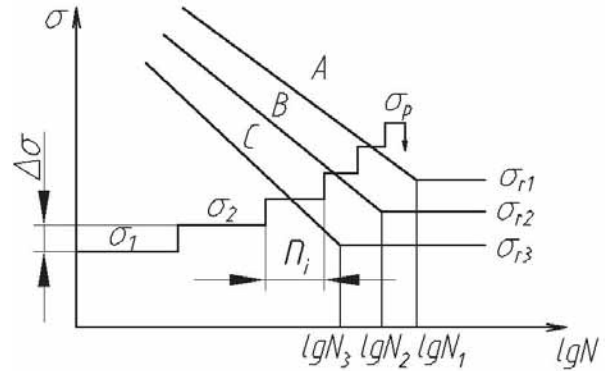


Рис. 4. Условные кривые усталости для определения предела выносливости

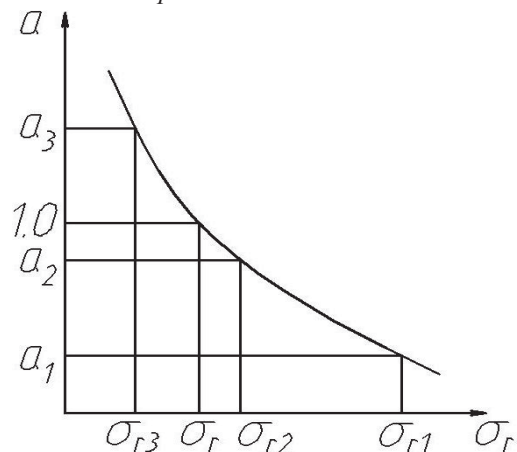


Рис. 5. Кривая сумм накопленных повреждений

Метод позволяет получить значение среднего предела выносливости группы лопаток и функцию распределения предела выносливости. При этом испытания проводятся одновременно для всех лопаток, в связи с чем повышается производительность, снижается стоимость испытаний и не наблюдается эффект тренировки. К недостаткам метода можно отнести необходимость использования условных кривых усталости, которые строятся по предварительной информации, что при некорректном их задании приводит к значительным ошибкам определения предела выносливости.

Библиографический список

1. Proceedings of the 10-th National Turbine Engine HCF Conferences, March 8-11, 2005, New Orleans, USA.

2. Лучшие практические рекомендации по снижению потерь в эксплуатации авиационной техники от повреждений деталей ГТД посторонними предметами, инициирующих многоцикловое усталостное разрушение лопаток компрессора. - НАТО, RTO-NR-AVT-094, 2005 (перевод ЦИАМ №13655, 2009).

3. Ножницкий, Ю.А. Применение динамических разгонных стендов для исследований вибрационной прочности деталей роторов [Текст] / Ю.А. Ножницкий, Ю.А. Федина, Б. Милатовик // Тез. докл. на междунар. науч.-техн. конф. «Проблемы и пер-

спективы развития двигателестроения». - Самара: 2009. -Т.2, - С. 70-71.

4. Расчетно-экспериментальные исследования демпфера рабочей лопатки турбины высокого давления / Ю.А. Ножницкий, Б.Ф. Шорр, Г.В. Мельникова [и др.] // Сб. тр. конф. «EUCASS», Брюссель (Бельгия), 2007. [СД].

5. Методические особенности испытаний рабочих лопаток турбомашин на многоцикловую усталость на разгонном стенде [Текст] / Ю.А. Ножницкий [и др.] // Тр. ЦИАМ, №1344, 2010. - С. 146-174.

6. Patent №US6,679,121 B2, Jan.20, 2004. Blade vibration test apparatus and method.

7. Олейник, Н.В. Ускоренные испытания на усталость [Текст] / Н.В. Олейник, С.П. Скляр. - Киев, Наукова думка, 1985. - 304с.

METHODICAL FEATURES OF VIBRATION TESTS OF ROTATING BLADES USING DYNAMIC SPIN RIGS

© 2011 Yu. A. Nozhnitsky, Yu. A. Fedina, D. V. Shadrin

Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow

Methodical Features of Investigations of Rotating Blades Vibration Characteristics and High Cycle Fatigue Using Dynamic Spin Rigs are discussed.

Vibration, Methodical Features, Aviation Engine.

Информация об авторах

Ножницкий Юрий Александрович, доктор технических наук, профессор, заместитель Генерального директора центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: nozhnitsky@ciam.ru. Область научных интересов: безопасность, прочность и ресурс газотурбинных двигателей.

Федина Юлия Алексеевна, кандидат технических наук, начальник сектора центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: fedina@ciam.ru. Область научных интересов: виброиспытания на динамических разгонных стендах.

Шадрин Дмитрий Владимирович, инженер 1-й категории центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: shadrin@ciam.ru. Область научных интересов: виброиспытания на динамических разгонных стендах.

Nozhnitskiy Yuri Alexandrovich, Doctor of Technical Sciences, professor, deputy director general of Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov. E-mail: nozhnitsky@ciam.ru. Area of research: safe, integrity and life of gas turbine engines.

Fedina Yulia Alekseevna, Candidate of Technical Sciences, head of sector, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov. E-mail: fedina@ciam.ru. Area of research: vibration tests using dynamic spin rigs.

Shadrin Dmitry Vladimirovich, engineer of Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov. E-mail: shadrin@ciam.ru. Area of research: vibration tests using dynamic spin rigs.

ДЕФОРМАЦИОННО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД И МАЛОЦИКЛОВАЯ УСТАЛОСТЬ МАТЕРИАЛОВ

©2011 Е. П. Кочеров¹, А. А. Буханько², А. И. Хромов²

¹ОАО «КУЗНЕЦОВ»

²Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Явление малоциклового усталости хорошо изучено с экспериментальной точки зрения на примере одноосного деформирования плоских и цилиндрических образцов. Вместе с этим, при эксплуатации детали в условиях повторно-статических нагрузок частицы материала могут деформироваться по законам, значительно отличающихся от одноосного деформирования. Это требует формулировки условий пластичности и предельного состояния для пространственных процессов деформирования. Эта формулировка должна учитывать особенности процессов малоциклового усталости материалов: наличие эффекта Баушингера; оценки меры повреждаемости материала в виде работы внутренних сил на пластических деформациях, связанных с его упрочнением. С этой целью сформулирован и теоретически обоснован подход к построению нового условия пластичности - поверхности нагружения, связанной с линиями уровня поверхности деформационных состояний несжимаемого жесткопластического тела и условия предельного состояния частицы материала. Основным отличием предлагаемого подхода является использование в качестве меры деформаций тензоров конечных деформаций и описание с его помощью эффекта Баушингера.

Прочность, пластичность, разрушение.

1. Циклически упрочняющиеся материалы разрушаются от усталости, и их разрушение хорошо описывается формулой Коффина-Мэнсона [1-3]:

$$\varepsilon_{nl} N^m = M, \quad (1)$$

где ε_{nl} - ширина петли гистерезиса; N - число циклов; m , M - константы материала. Энергетическая интерпретация формулы (1) была дана Фелтнером и Морроу [4], согласно которой разрушение наступает тогда, когда суммарная энергия, рассеиваемая в единице объема материала, вследствие наличия необратимых пластических деформаций достигает определенной критической величины:

$$\sum_{N=1}^{N_p} W_N = W_{kp}, \quad (2)$$

где N_p - число циклов до разрушения; W_N - энергия, рассеиваемая в единицы объема материала при N -м цикле; W_{kp} - критическая величина энергии, которая равна энергии разрушения при статическом разрыве.

В дальнейшем Мартин [5] уточнил данную формулировку, предполагая, что мерой усталостных повреждений является только часть энергии, связанная с процессами упрочнения. В этой трактовке величины W_N и W_{kp} характеризуются заштрихованными площадями на рис. 1.

Заметим, что в соотношении (2) величина W_{kp} определяет предельное состояние материала, соответствующее точке B на статической диаграмме $\sigma - \varepsilon$, и, собственно, разрушение материала (образование новых свободных поверхностей) не рассматривается. Для разрушения частицы материала необходимо сообщить дополнительную энергию W_* (совершить «долом» материала).

Согласно соотношению (2) процесс доведения материала до критического состояния при жестком циклическом нагружении образца можно трактовать следующим образом: при каждом цикле нагружения критическая точка B смещается по диаграмме $\sigma - \varepsilon$ влево согласно энергии гистерезиса (точка B') и при достижении деформированного состояния в цикле (точка A) материал достигает предельного состояния (состояния предразрушения).

В работе [1] отмечено, что разрушение материала после определённого числа циклов связано с накоплениями деформаций и исчерпанием пластичности (т.е. с предельным деформационным упрочнением). Поэтому естественно связать предельное состояние с предельным упрочнением материала и с соответствующим ему положением поверхности нагружения.

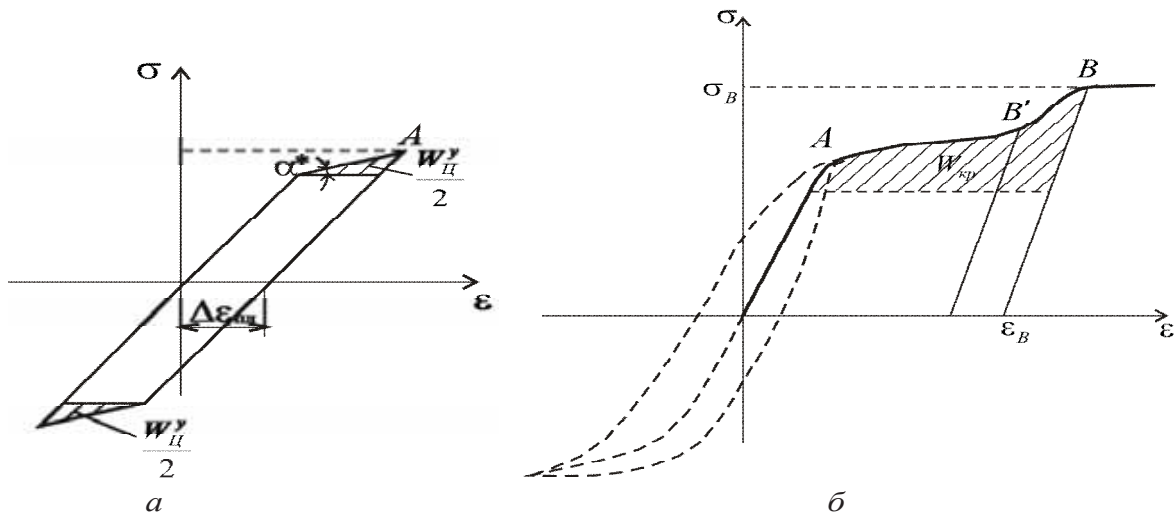


Рис. 1. Энергия пластической деформации, связанная с процессами упрочнения (заштрихованные площади): а - в цикле; б - при монотонном нагружении

Соотношение (2) не содержит упругих констант и, следовательно, при расчете $W_{кр}$ можно ограничиться рассмотрением упрочняющегося жёсткопластического тела. Принято считать [6], что в интервале долговечности, меньше $1 \cdot 10^3$ циклов упругую деформацию оправданно не учитывать, а её учёт обязателен при долговечностях больше $1 \cdot 10^5$. Процессы деформирования и разрушения плоских и цилиндрических образцов в этой постановке изложены в [7,8].

Реальные процессы деформирования материала в элементах конструкций могут значительно отличаться от одноосного де-

формирования, и соотношение (2) должно быть обобщено на пространственные процессы деформирования. Это обобщение должно учитывать следующие особенности малоциклового усталости:

- повреждаемость материала осуществляется за счет энергии гистерезиса на пластических деформациях, связанных с упрочнением материала, что требует учёта эффекта Баушингера;

- диапазон пластического деформирования материала значительно превышает диапазон малых деформаций, что требует использования в качестве меры деформаций тензоров конечных деформаций.

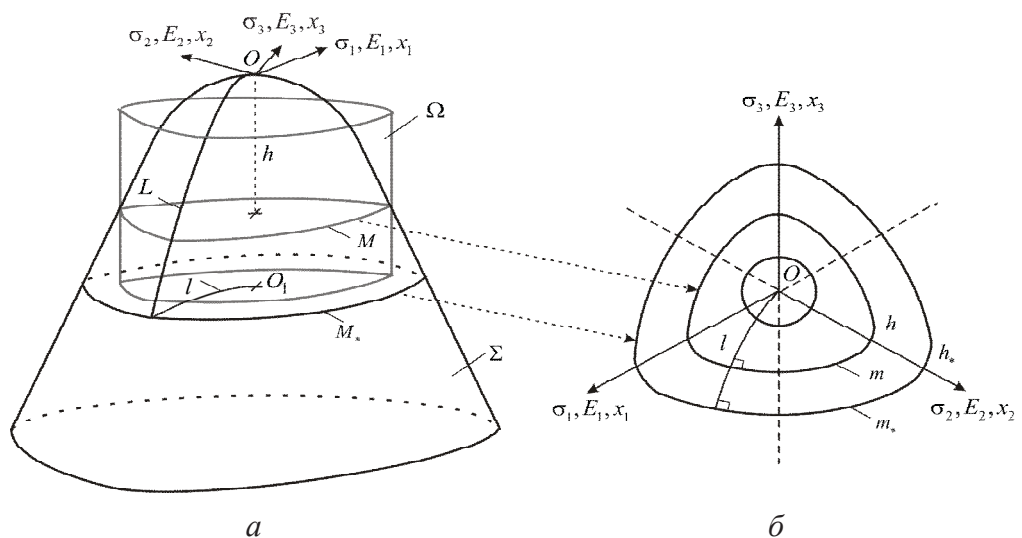


Рис. 2. Поверхность деформационных состояний (а) и линии уровня (б)

2. В работах [9-12] рассмотрен вариант поверхности нагружения, связанной с линиями уровня поверхности Σ деформационных состояний несжимаемого жёсткопластического тела (см. рис. 2,а), задаваемой соотношениями

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0;$$

$$C_1 C_2 C_3 = 1, \quad C_i > 0 \quad (i=1,2,3);$$

$$(1-2E_1)(1-2E_2)(1-2E_3) = 1;$$

где ε_i, C_i, E_i – главные значения тензоров скоростей деформаций ε_{ij} , Коши C_{ij} и Альманси E_{ij} :

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\delta_{ij} - \frac{\partial X_k}{\partial x_i} \frac{\partial X_k}{\partial x_j} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right).$$

Здесь X_i, x_i – эйлеровы и лагранжевы переменные, u_i – вектор перемещения, δ_{ij} – символ Кронекера.

Проекции линий пересечения поверхности Σ с плоскостями, параллельными девиаторной плоскости, на девиаторную плоскость даны на рис. 2,б. Они называются в дальнейшем линиями уровня, так как они определяются их расстояниями h от точки O (точки недеформированного состояния). Эти линии связываются с поверхностью нагружения с помощью кривой деформирования в координатах $\sigma - \varepsilon$ для цилиндрических и плоских образцов.

Уравнение поверхности нагружения в координатах главных значений тензора напряжения имеет вид

$$6\sqrt{6}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 (\sigma_2 - \sigma_3) - 4\sqrt{6}(\sigma_1 - \sigma_2)^3 + 6\sqrt{6}(\sigma_2 - \sigma_3)^2 \times (\sigma_1 - \sigma_2) - 4\sqrt{6}(\sigma_2 - \sigma_3)^3 - (2\sqrt{2}H(\sigma_2 - \sigma_3)^2 - 2\sqrt{2}H(\sigma_1 - \sigma_2) \times (\sigma_2 - \sigma_3) + 2\sqrt{2}H(\sigma_1 - \sigma_2)^2)9h' = k_1,$$

где $k_1 = (-2\sqrt{2}H^3 + 6\sqrt{6})9h'^3, \quad h' = \frac{3\sigma}{3-2h},$

$$h = E_1 + E_2 + E_3, \quad H = \frac{1}{\sqrt{3}}(C_1 + C_2 + C_3),$$

$$C_i = 1 - 2 \cdot E_i, \quad \sigma = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3).$$

Данная поверхность учитывает эффект Баушингера и конечность пластических деформаций. Параметром упрочнения здесь является первый инвариант тензора Альманси $h = E_1 + E_2 + E_3$. Изображая процессы деформирования линиями L на поверхности Σ и их проекциями l на девиаторную плоскость, можно выделить ортогональные процессы деформирования (ортогональные линиям уровня в девиаторной плоскости пространства E_i). Эти процессы обладают следующим свойством: удельная работа внутренних сил при деформировании из точки O ($h=0$) до уровня h равна одному и тому же значению W , которое равно h ($W=h$). При деформировании по ортогональным процессам происходит упрочнение материала, а при деформировании по линиям уровня упрочнения не происходит.

Если изображать произвольный циклический процесс в девиаторной плоскости (рис. 3, замкнутая линия $OABCO$), то согласно свойствам линий уровня поверхности Σ (см. рис. 2) энергия пластической деформации, связанная с процессами упрочнения, точно будет равна энергии за цикл для соответствующего цикла одноосного деформирования цилиндрического образца (см. рис. 1,а), изображаемого прямым отрезком ODO , т.е. циклу при ортогональном одноосном деформировании.

Построение этой поверхности для конструкционных материалов связано с описанием процессов одноосного деформирования плоских или цилиндрических образцов с использованием инвариантов тензоров конечных деформаций, которые связаны с относительным удлинением образца δ следующим образом [7,8]:

- для цилиндрических образцов

$$E_1 = \frac{1}{2} \frac{\delta(2+\delta)}{(1+\delta)^2}, \quad E_2 = -\frac{1}{2} \delta,$$

$$E_3 = -\frac{1}{2} \delta;$$

- для плоских образцов в условиях плоской деформации

$$E_1 = \frac{1}{2} - \frac{1}{2(\delta+1)^2}, \quad E_2 = -\frac{1}{2} \delta^2 - \delta,$$

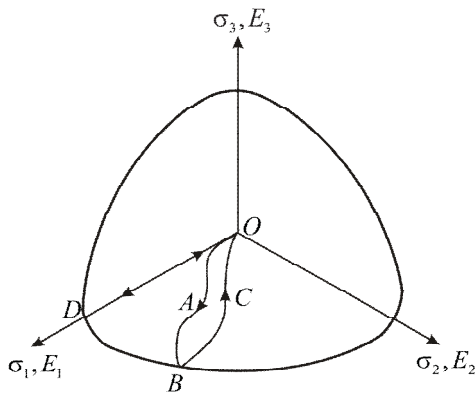


Рис. 3. Циклическое деформирование частицы материала в условиях пространственного нагружения (OABCO) и эквивалентное по повреждаемости одноосное циклическое деформирование (ODO) цилиндрического образца

$$E_3 = 0;$$

- для плоских образцов в условиях плоского напряженного состояния

$$E_1 = \sqrt{3}k \left(1 - \frac{1}{2\sqrt{3}k} \ln|1 + \delta| \right) + \frac{1}{k} \sqrt{4 \frac{1}{\sqrt{3}} k \ln|1 + \delta| - \frac{1}{3} \ln^2|1 + \delta|},$$

$$E_2 = \sqrt{3}k \left(1 - \frac{1}{2\sqrt{3}k} \ln|1 + \delta| \right) - \frac{1}{k} \sqrt{4 \frac{1}{\sqrt{3}} k \ln|1 + \delta| - \frac{1}{3} \ln^2|1 + \delta|},$$

$$E_3 = -2\sqrt{3}k + \ln|1 + \delta|.$$

Предельное состояние материала определяется линией M_* на поверхности Σ и линией m_* в девиаторной плоскости. Таким образом, устанавливается соответствие между диаграммами деформирования образцов при одноосном нагружении в плоскости $\sigma - \varepsilon$ и поверхностью деформационных состояний Σ : предельной точке B (см. рис. 1,б) соответствует предельная линия M_* или m_* (см. рис. 2). При циклическом нагружении материала линия $M_*(m_*)$ изменяет своё положение и стремится к текущему деформационному состоянию в цикле (аналогично движению точки B в положение B'). Данное соответствие показывает, что сфор-

мулированный в работах [9-12] деформационно-энергетический подход является обобщением классического подхода, используемого при оценке малоциклового усталости на общие пространственные процессы деформирования, в том числе с произвольной формой цикла.

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

Библиографический список

1. Писаренко, Г.С. Сопротивление жаропрочных материалов нестационарным силовым и температурным воздействиями [текст] / Г.С. Писаренко, Н.С. Можаровский, Е.А. Антипов. – Киев: Наук. думка, 1974. – 200 с.
2. Manson, S.S. Behavior of materials under condition of thermal stress / S.S. Manson - In: Heat transfer Symp. Univ. of Michigan Eng. Res. Inst., 1953, p. 9-75.
3. Coffin, L.F. A study of the effects of cyclic thermal stresses in ductile metals / L.F. Coffin. – Trans. ASME. – 1954. – N 76. – P. 931-950.
4. Feltner, C.E., Microplastic strain hysteresis energy as a criterion for fatigue fracture / C.E. Feltner, J.D. Morrow. – Trans. ASME, 1961. – 83, №1. – P. 15-22.
5. Martin, D.E. An energy criterion for low-cycle fatigue / D.E. Martin // J. Basic Eng., Trans. ASME. – 1961. – P. 565-571.
6. Механическое поведение материалов при различных видах нагружения [текст] / В.Т. Трощенко, А.А. Лебедев, В.А. Стрижало [и др.] – Киев: Логос, 2000. – 571 с.
7. Пластические константы разрушения [текст] / А.И. Хромов, А.А. Буханько, О.В. Козлова [и др.] // ПМТФ. – 2006. – Т. 47, № 2. – С. 147-155.
8. Хромов, А.И. Разрушение жёсткопластических тел. Константы разрушения [текст] / А.И. Хромов, О.В. Козлова. – Владивосток: Дальнаука, 2005. – 159 с.
9. Кочеров, Е.П. Деформационные состояния и разрушение идеальных жёсткопластических тел [текст] / Е.П. Кочеров,

А.И. Хромов // Вестн. СамГТУ. – 2006. – № 42. – С. 66-71.

10. Хромов, А.И. Поверхность нагружения, связанная с линиями уровня поверхности деформаций несжимаемого жёсткопластического тела [текст] / А.И. Хромов, Е.П. Кочеров, А.Л. Григорьева // Вестник СамГТУ. – 2006. – Вып. 43. – С. 88-92.

11. Хромов, А.И. Деформационные состояния и условия разрушения жёсткопла-

стических тел [текст] / А.И. Хромов, Е.П. Кочеров, А.Л. Григорьева // ДАН. – 2007. – Т. 413, № 4. – С. 481-485.

12. Деформационно-энергетический критерий разрушения жёсткопластических тел [текст] / А.А. Буханько, А.Л. Григорьева, А.И. Хромов [и др.] // Изв. РАН. МТТ. – 2009. – № 6. – С. 178-186.

STRAIN-ENERGY APPROACH AND LOW-CYCLE FATIGUE OF MATERIALS

©2011 E. P. Kotcherov¹, A. A. Bukhanko², A. I. Khromov²

¹JSC «KUZNETSOV»

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

Low-cycle fatigue is well researched in terms of uniaxial test experiments of plane and cylindrical specimens. At the same time material particles can be deformed at product operation under laws that differ from uniaxial test. It requires the definition of conditions of plasticity and limiting state for spatial deformation processes. This definition should consider singularities of low-cycle fatigue process: Bauschinger effect; estimations of material fault probability in a work of internal force. With this design the approach to construction of new plasticity condition is formulated and theoretically proved as loading surface which connected with level lines of surface of state of strain of incompressible rigid-plastic body. Use of tensors of finite strain as a measure of strain and description of Bauschinger effect with help of these tensors is main difference of suggested approach.

Strength, plasticity, fracture.

Информация об авторах

Кочеров Евгений Павлович, генеральный конструктор ОАО «Кузнецов». E-mail: kotcherov@motor-s.ru. Область научных интересов: прочность конструкций, механика разрушения.

Буханько Анастасия Андреевна, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры прочности летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: abukhanko@mail.ru. Область научных интересов: теория пластичности, механика разрушения.

Хромов Александр Игоревич – доктор физико-математических наук, профессор, ведущий кафедрой прочности летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: khromov@ssau.ru. Область научных интересов: теория пластичности, механика разрушения.

Kotcherov Evgeny Pavlovich - General Designer, JSC «KUZNETSOV». E-mail: kotcherov@motor-s.ru. Area of research: structural strength, fracture mechanics.

Bukhanko Anastasia Andreevna - Candidate of phys.-math Sciences, Associate Professor of Department of Aircraft Vehicle Strength of Samara State Aerospace university named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: abukhanko@mail.ru. Area of research: plasticity theory, fracture mechanics.

Khromov Alexander Igorevich - Doctor of phys.-math Sciences, Professor, Head of Department of Aircraft Vehicle Strength of Samara State Aerospace university named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: khromov@ssau.ru. Area of research: plasticity theory, fracture mechanics.

УДК 681.533.38

КОМБИНИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДАМИ ТОПЛИВА КИСЛОРОДНО-ВОДОРОДНОГО РАЗГОННОГО БЛОКА

©2011 В. П. Иванов¹, И. С. Партола²¹Институт проблем управления Российской академии наук им. В.А. Трапезникова, г. Москва²Государственный космический научно-производственный центр им. М.В. Хруничева, г. Москва

Рассматривается принципиально новая система управления расходом топлива для криогенного разгонного блока. Задачей системы является минимизация остатков топлива в баках. Решение задачи обеспечивается путём изменения соотношения секундных расходов компонентов топлива. Использование информации с дискретных датчиков уровня топлива в баках обеспечивает парирование погрешностей заправки, измерения секундных расходов компонентов топлива и исполнительных органов двигателя. Математическое моделирование подтвердило эффективность системы.

Управление расходом топлива, двигательная установка, математическое моделирование, измерительный тракт.

Кислородно-водородный разгонный блок тяжёлого класса

В 2009 году в соответствии с Федеральной космической программой в КБ «Салют» ГКНПЦ им. М.В. Хруничева начата разработка **кислородно-водородного разгонного блока тяжёлого класса (КВТК)** [1]. Разгонный блок КВТК позволит существенно повысить энергетические характеристики ракеты космического назначения (РКН) тяжёлого класса «Ангара-А5» и расширить её возможности по осуществлению запусков космических объектов на высокоэнергетические орбиты и траектории.

Разгонный блок КВТК представляет собой одноступенчатый ускоритель, предназначенный для одиночных, групповых и полётных запусков космических аппаратов. В состав РБ КВТК входят несущий бак горючего (водород), подвесной бак окислителя (кислород), межбаковый и приборный отсеки, двигательная установка с двигателем безгенераторной схемы РД-146Д, бортовая система управления, осуществляющая, в частности, функции управления ДУ и расходом топлива.

Масса полезной нагрузки КВТК на геостационарной орбите - 4600 кг, на геопереходной орбите ($v_{хар} = 1500$ м/с) - 7500 кг. Заправляемая масса топлива КВТК - 19,6 тонны. Двигательная установка РБ КВТК разработана с использованием опыта разработки и эксплуатации кислородно-водородного разгонного блока 12КРБ. Тяга двигателя - 73,5 кН (7500 кгс). Существенными отличиями программы полета КВТК от прототипа 12КРБ являются длительный период выведе-

дения полезной нагрузки (до 9 часов против 6 минут) и многократный (до 5 раз) запуск маршевого двигателя в полёте. Усложнение программы полёта определяет конструктивные особенности двигательной установки разгонного блока КВТК по сравнению с прототипом [1].

К новым системам и техническим решениям, применённым в двигательной установке разгонного блока КВТК, относится, в частности, комбинированная система контроля уровня и расхода топлива (СКУРТ), обеспечивающая одновременное опорожнение топливных баков. Заданный алгоритмом СКУРТ коэффициент соотношения секундных расходов компонентов топлива в паузах между срабатываниями датчиков прохождения уровня в баках поддерживается с использованием результатов измерения секундных расходов кислорода и водорода и температуры окислителя [2].

Задачи управления расходом топлива разгонного блока

Система контроля уровня и управления расходом топлива (СКУРТ) разгонного блока предназначена для дистанционного контроля уровней топлива в баках и формирования управляющих команд на средства регулирования секундного расхода компонентов топлива в процессе полета разгонного блока. Кроме того, её целью является определение положения уровня топлива в баках в процессе стоянки заправленного изделия при подготовке на стартовом комплексе.

Существует 2 варианта дистанционного контроля СКУРТ уровней топлива в баках [3]:

1. Измерение секундного объемного расхода окислителя и горючего через двигатель (как правило, непрерывное).

2. Измерение уровня топлива в баке (как правило, дискретное).

В первом варианте целью является обеспечение номинального массового соотношения секундных расходов компонентов топлива. Таким образом, обеспечиваются требуемые характеристики двигателя, а также повышение его надежности.

Во втором варианте основными задачами управления расходом топлива являются синхронизация опорожнения баков окислителя и горючего и вычисление (прогноз) момента опорожнения топливных баков.

Целью управления в обоих случаях является обеспечение минимальных остатков топлива, то есть конечной массы изделия. Вычисление управляющих команд на органы регулирования двигателя производится системой управления разгонного блока по специальному алгоритму. Алгоритм, кроме решения основной задачи СКУРТ, обеспечивает диагностику нештатных ситуаций в системе и их парирование внутренними средствами системы.

Первый вариант СКУРТ характерен для разгонных блоков с многократным запуском маршевого двигателя в полёте. Для регулирования соотношения массовых секундных расходов компонентов топлива K_m в системе РСК используются датчики объёмных секундных расходов компонентов топлива, установленные в магистралях подачи. Особенностью кислородно-водородных двигателей ([1], [4]) является существенное взаимовлияние процессов изменения тяги (суммарного расхода топлива через двигатель) и коэффициента соотношения массовых расходов компонентов топлива (параметра K_m). Динамическая модель водородного двигателя характеризуется существенной нелинейностью зависимостей изменений расходов компонентов через двигатель от управляющих воздействий по тяге и параметру K_m и внешних факторов. Определение фактических значений коэффициентов этих зависимостей (уравнений влияния) для конкретного экземпляра двигателя по результатам его испытаний является достаточно сложной задачей. Значения таких коэффициентов существенно отличаются для различных экземпляров двигателя и претерпевают существенное изме-

нение при изменении режимов работы двигателей. Указанные особенности подтверждаются опытом эксплуатации прототипа КВТК - разгонного блока 12КРБ [1]. Поскольку датчики расходов определяют объёмные расходы компонентов, то для оценки параметра K_m должна производиться температурная коррекция показаний таких датчиков. Проведение такой коррекции связано с введением в алгоритм управления расходом топлива ряда констант, при определении которых возникают дополнительные погрешности регулирования. Для уменьшения таких погрешностей приходится учитывать зависимость плотности компонентов не только от температуры, но и от давления.

В системах управления расходом топлива, оснащённых датчиками уровня топлива в баках, используется прямая информация о запасе топлива в баках. Достаточно хорошо зарекомендовали себя датчики уровней с чувствительными элементами индуктивного и ёмкостного типов. Имеется достаточно большой опыт эксплуатации датчиков уровней ёмкостного типа для измерения уровней в баках жидкого кислорода. Измерения в жидком водороде ёмкостными датчиками уровней производились на центральном блоке ракеты-носителя «Энергия» [1]. Проведенные летные испытания подтвердили нормальное функционирование указанных датчиков. К недостаткам СКУРТ с непосредственным измерением уровня топлива в баках можно отнести наличие нерегулируемого интервала, который может составлять от 10 до 20% полного времени работы системы, и невозможность контроля мгновенных значений параметра K_m . В подобных СКУРТ определяется дискретная производная запаса топлива по времени по измерениям двух смежных пар измерительных точек датчиков уровней. Оценка производной производится с погрешностью тем большей, чем выше уровень погрешностей датчиков уровней. Наличие слоя паровых включений у поверхности криогенной жидкости, особенно водорода, приводит к повышенным погрешностям измерения и регулирования.

Решение задач управления расходом топлива на криогенном разгонном блоке должно выполняться с учётом особенностей его функционирования. В частности, особенностью кислородно-водородных двигателей является существенная зависимость

удельного импульса от соотношения массовых секундных расходов компонентов топлива - параметра K_m . В этом случае изменение параметра K_m в процессе регулирования опорожнения баков, потребное для обеспечения одновременной выработки окислителя и горючего, может вызывать заметное снижение удельного импульса двигательной установки, что, в свою очередь, приведет к потерям в энергетических характеристиках изделия. В связи с указанной особенностью возникает задача выбора оптимальной программы изменения параметра K_m при управлении выработкой компонентов топлива, исходя из максимизации критерия, характеризующего энергетические характеристики изделия (например, конечного значения продольной составляющей кажущейся скорости) [2].

Объединение непрерывного и дискретного принципов измерения секундного расхода компонентов топлива в единой комбинированной системе позволяет соединить преимущества рассмотренных выше типов систем и избавиться от их недостатков. Данный подход наиболее актуален при управлении расходом топлива в кислородно-водородной двигательной установке. В этом случае при оценке производной запаса компонентов топлива по времени можно значительно снизить влияние на результат регулирования погрешностей измерения датчиками уровней текущих запасов водорода, а также погрешностей расчётных зависимостей плотности водорода от температуры и давления. Положительный эффект достигается за счет комбинирования в алгоритме управления информации от двух независимых источников – датчиков уровня топлива и расходомера.

Наличие датчиков уровня топлива позволяет также исключить из гарантийного запаса топлива составляющую, предназначенную для компенсации погрешности заправки рабочего запаса топлива в баки.

Результатом использования комбинированной системы управления расходом топлива является снижение гарантийных запасов топлива, входящих в конечную массу разгонного блока.

Состав комбинированной системы управления расходом топлива КВТК

Система контроля уровня и управления расходом компонентов топлива (СКУРТ) разгонного блока КВТК включает в себя систему регулирования соотношения расходов компонентов топлива (РСК) непрерывного типа и дискретный канал измерения уровней топлива в баках [2]. Система состоит из следующих функциональных блоков (рис. 1):

1. Непрерывный измерительный тракт:

1.1. датчики секундных расходов компонентов топлива (ДРО и ДРГ), установленные в магистралях подачи;

1.2. усилительно-преобразовательное устройство (УПДР) сигналов с ДРО и ДРГ, преобразующее сигналы с датчиков в цифровой код N_o и N_g , соответствующий измеренной величине объемных расходов компонентов топлива;

1.3. датчик температуры окислителя ДТО с усилителем-преобразователем сигнала – УПДТО, формирующий температурную поправку к показаниям датчика расхода жидкого кислорода ΔR_o .

2. Дискретный измерительный тракт:

2.1. дискретные датчики уровней компонентов топлива (ДДУ-О и ДДУ-Г), установленные в баках изделия;

2.2. усилительно-преобразовательное устройство (УПДД) сигналов с дискретных датчиков, формирующее на своих выходах сигнал логической «1» в момент фиксации прохождения уровнем жидкости чувствительного элемента соответствующего датчика.

3. Вычислительное устройство (бортовая цифровая вычислительная машина (БЦВМ)), реализующее алгоритмы контроля уровня и управления расходом топлива и формирующее управляющий сигнал U на исполнительный орган СКУРТ.

4. Устройство (блок) управления приводом регулятора соотношения секундных расходов окислителя и горючего.

5. Исполнительный орган системы - регулятор соотношения секундных расходов окислителя и горючего.

Датчики секундных расходов компонентов топлива ДРО и ДРГ представляют собой турбинные расходомеры. Частота вращения турбины расходомера пропорциональна объёмному секунднему расходу жидкости.

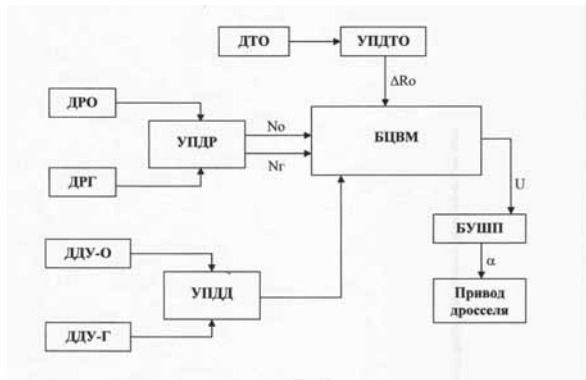


Рис. 1. Блок-схема СКУРТ КВТК

Геометрическая расстановка датчиков уровня дискретного измерительного тракта выбирается исходя из требований точности управления расходом топлива с учетом ограничений, накладываемых конструкцией топливных баков изделия. Для определения уровня в каждой измерительной точке используются три независимых датчика контроля уровня.

Датчики уровня и секундных расходов компонентов топлива соединяются с соответствующими усилительно-преобразовательными устройствами (УПДР и УПДД) с помощью троированных линий связи. Передача сигналов от УПДР и УПДД к БЦВМ осуществляется по интерфейсу RS 485 и по цепи типа «сухой контакт».

Конструкция чувствительного элемента датчика уровня защищена патентом РФ № 2342640 (приоритет от 18.05.2007г.) [5]. Чувствительный элемент представляет собой печатную плату с четырьмя терморезисторами, расположенными с двух сторон чувствительного элемента. Действие датчика основано на существенной разнице теплоёмкости жидкого топлива и парогазовой смеси в баке. Переход чувствительного элемента из жидкости в газовую полость сопровождается изменением его температуры и электрического сопротивления. Количество, расположение и схема соединения терморезисторов обеспечивают повышение быстродействия и точности определения уровня жидкости.

Использование инновационных технологий обеспечило погрешность измерения уровня в контрольных точках в процессе заправки и выработки топлива из баков не хуже $\pm 0,5$ мм при инерционности измерения уровня не хуже 0,5 с.

Алгоритм управления комбинированной системы управления расходом топлива

В комбинированной системе СКУРТ, использующей расходомерную и уровнемерную информации, имеются два контура управления [2]. Малый контур управления обеспечивает поддержание заданного соотношения секундных расходов компонентов топлива из баков на основе расходомерной информации. Требуемое соотношение расходов компонентов формируется в другом, внешнем контуре управления, на основе информации о запасах компонентов топлива, поступающей от дискретных датчиков уровней.

Чувствительные элементы датчиков уровней устанавливаются в баках на заранее выбранных уровнях по высоте бака. В моменты прохождения жидкостью в баках окислителя и горючего заданных уровней происходит срабатывание чувствительных элементов датчиков и в усилителе преобразователя формируется соответствующий сигнал. Текущий запас компонента топлива в баке в момент срабатывания чувствительного элемента датчика уровня (измерительной точки) определяется расстановкой чувствительных элементов датчиков уровней (измерительных точек) по высоте баков.

В алгоритме управления расходом топлива [2] используются значения запасов топлива, отнесенные к принятой начальной величине рабочего запаса компонентов топлива:

$$G_{jm} = \frac{m_{jm}^o}{m_o^o} = \frac{m_{jm}^c}{m_o^c}, \quad \frac{m_o^o}{m_o^c} = K_{m\text{ ном}}$$

где G_{jm} – относительный запас топлива под j -й измерительной точкой дискретного измерительного тракта при номинальных условиях работы двигательной установки;

m_{jm}^o, m_{jm}^c – запас окислителя и горючего соответственно под j -й измерительной точкой дискретного измерительного тракта при номинальных условиях работы двигательной установки;

m_o^o, m_o^c – управляемый запас окислителя и горючего соответственно;

$K_{m\text{ ном}}$ – номинальное соотношение секундных расходов окислителя и горючего.

В момент срабатывания измерительной точки в баке окислителя или горючего фиксируется значение $G_j^{o(z)}$ оценки текущего запаса топлива и формируется рассогласование фактического и номинального запасов топлива, обусловленное наличием случайных возмущений и нештатных ситуаций в работе СКУРТ:

$$\Delta G_j^{o(z)} = G_j^{o(z)} - G_{jm}$$

Разность рассогласований

$$\Delta G_j = \Delta G_j^o - \Delta G_j^z$$

свидетельствует о несинхронности выработки компонентов топлива. Для синхронизации выработки компонентов топлива из баков необходимо изменить коэффициент соотношения расходов компонентов топлива через двигатель (параметр K_m) с помощью малого контура управления, задав ему новое требуемое значение параметра $K_m^{треб}$.

Формирование величины параметра $K_m^{треб}$ должно производиться путем комплексного использования измерительной информации с датчиков уровня и расходомеров с учётом систематической ошибки измерения расходомеров ($\delta K_{ош}$) и ее последующей компенсации.

Относительные отклонения требуемого коэффициента соотношения расходов компонентов вычисляются в соответствии со следующим выражением:

$$\delta K_{треб j} = \frac{\Delta \hat{G}_j}{G_{jm}} - \delta \hat{K}_{ош}$$

$$K_{mj}^{треб} = K_{mnom} (1 + \delta K_{треб j})$$

Так как измерения датчиков уровней могут иметь значительные погрешности случайного характера, то для обеспечения помехозащищенности системы и повышения точности ее работы в алгоритмах формирования параметра $K_m^{треб}$ должны быть предусмотрены возможности фильтрации случайных погрешностей измерения.

Преимущество комбинированной системы управления расходом топлива (СКУРТ) над традиционной для разгонных блоков системой регулирования соотношения секундных расходов компонентов топлива (РСК) показано на рис. 2, 3. На рис.2 показаны результаты математического моделирования процесса управления в системе

РСК – начальное рассогласование запасов компонентов топлива, обусловленное погрешностью заправки топливных баков, увеличивается из-за погрешности работы датчиков расхода системы и исполнительных органов двигателя. Величины параметров δK_m (относительное отклонение параметра K_m от номинала) и $\delta K_{дросс}$ (отклонение положения регулятора соотношения расходов компонентов топлива от номинала) определяются только ошибками расходомеров и неточностью введения температурной коррекции, в результате параметр K_m мало отличается от номинального значения.

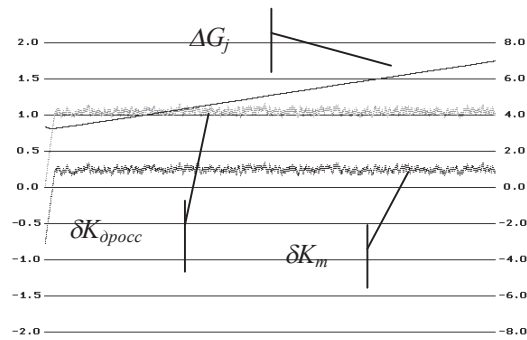


Рис. 2. Изменение параметров регулирования расходом топлива системой РСК

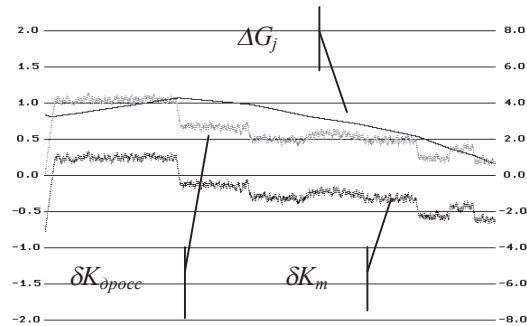


Рис. 3. Изменение параметров регулирования расходом топлива системой СКУРТ

В комбинированной системе (рис. 3) после прохождения нескольких верхних точек начинается формирование управления приводом регулятора соотношения секундных расходов компонентов топлива с использованием показаний уровнемеров. В результате обеспечивается практически полное устранение начального рассогласования запасов компонентов топлива и компенсация

погрешности работы исполнительных органов двигателя.

Недостатком комбинированной системы является увеличение отклонения параметра K_m от номинала, то есть дополнительный диапазон регулирования секундных расходов компонентов топлива. Как указано выше, это может оказать отрицательное влияние на удельные параметры двигателя.

Низкочастотные колебания параметров δK_m и $\delta K_{дросс}$ объясняются погрешностями оценки регулируемой величины относительного запаса топлива из-за случайных ошибок измерения датчиков уровней.

Предварительные результаты статистического моделирования показывают, что при переходе от автономной системы РСК к комбинированной системе СКУРТ показатели точности по конечному рассогласованию (разности) относительных остатков компонентов могут быть улучшены с величины 1,8% до $0,2 \div 0,3\%$ от номинальных рабочих запасов топлива.

Проблемные вопросы разработки СКУРТ для криогенных разгонных блоков

Комбинированная система контроля и управления расходом топлива имеет ряд несомненных преимуществ по сравнению с традиционными системами РСК и СУРТ. Однако создание СКУРТ требует решения ряда новых проектно-конструкторских задач. К ним следует отнести:

1. Компенсация дополнительной погрешности измерения уровня кипящего криогенного компонента топлива, связанной с наличием паровых включений.

2. Восстановление уровня топлива в датчике уровня после длительного периода пассивного полёта разгонного блока.

3. Исключение кипения криогенного топлива в датчике уровня.

4. Существенная зависимость удельного импульса кислородно-водородного двигателя от соотношения массовых секундных расходов компонентов топлива.

5. Выбор материалов чувствительных элементов датчиков уровня, работоспособных в среде жидкого водорода.

Выводы

1. Наилучшие характеристики управления расходом топлива криогенного разгонного блока достигаются в рамках комбинированной системы управления расходом топлива, сочетающей управление по показаниям расходомеров с коррекцией параметров процесса управления по измерениям датчиков уровней, установленных в баках.

2. Применение комбинированной системы управления расходом топлива существенно снижает уровень гарантийных запасов компонентов топлива, обусловленных погрешностями дискретного и непрерывного каналов измерения.

3. Использование комбинированной СКУРТ увеличивает рабочие запасы топлива и повышает энергетические характеристики разгонного блока.

4. Применение комбинированной СКУРТ для криогенного разгонного блока требует решения ряда принципиально новых научно-исследовательских и конструкторских задач.

Библиографический список

1. Государственный космический научно-производственный центр им. М.В. Хруничева [Электронный ресурс]: Официальный сайт / ГКНПЦ им. М.В. Хруничева. – 2005. – Электрон. дан. on-line. – Загл. с титул. экрана. URL: <http://www.khrunichev.ru> (Дата обращения 05.02.2011).

2. Вакушин, В.А. Особенности работы системы контроля и управления расходом топлива разгонного блока с водородной двигательной установкой [Текст] / В.А. Вакушин, В.К. Завадский, В.П. Иванов [и др.] // *международ. науч. журн. Альтернативная энергетика и экология*. – 2008. – №3(59). – С. 103 – 107.

3. Пневмогидравлические системы двигателейных установок с ЖРД [Текст] / Д.А. Полухин, Н.Н. Миркин, В.М. Орещенко [и др.] – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.

4. Андриенко, А.Я. Системы управления расходом топлива жидкостных ракет. История создания и пути развития [Текст] / А.Я. Андриенко, В.П. Иванов, Ю.П. Портнов-Соколов // *Космонавтика и ракетостроение* Королёв: ЦНИИМаш, 1999. – №15. – С. 133-137.

5. Пат. 2342640 Российская Федерация, обладатель ОАО «Авангард». - № МПК G01F 23/00. Датчик контроля уровня жидкости [Текст] / Вакушин В.А., Гончар И.И., Зубов И.Е.[и др.]; заявитель и патенто- 2007118588/28; заявл. 18.05.2007; опубл. 27.12.2008, Бюл. № 36. – 6 с.: ил.: 3.

THE COMBINED FUEL DRAINING CONTROL SYSTEM FOR LIQUID OXYGEN AND LIQUID HYDROGEN UPPER STAGE

©2011 V. P. Ivanov¹, I. S. Partola²

¹The Russian Academy of Sciences Institute of Control Sciences named by V.A. Trapeznikov

²The Khrunichev State Research and Production Space Centre Design Bureau “Salut”

A totally new fuel draining control system for cryogenic upper stage is discussed at the article. The system function is tank fuel remains minimization. The task solution is provided by fuel components drain levels ratio changing. A using of information about fuel level in tanks from discrete sensors provides the parry infelicities of tank filling, fuel components consumption velocity measurement and the engine control devices. A mathematic simulation confirmed the system efficiency.

Fuel draining control, engine power plant, mathematic simulation, measurement canal.

Информация об авторах

Иванов Владимир Петрович, доктор технических наук, заведующий сектором ИПУ РАН им. В.А. Трапезникова, 117997, ГСП-7, В-342, Москва, ул. Профсоюзная, 65. Тел.: (495) 334-8760, факс. (495) 334-8760. E-mail: snv@ipu.ru. Область научных интересов – терминальные системы управления.

Партола Игорь Станиславович, кандидат технических наук, начальник отделения КБ «Салют» ГКНПЦ им. М.В. Хруничева; 121087, Москва, ул. Новозаводская, 18. Тел.: (499) 749-9682, факс: (499) 749-9598. E-mail: salut@khrunichev.com. Область научных интересов – методология проектирования двигательных установок ракет.

Ivanov Vladimir Petrovich, doctor of technical sciences, the Russian Academy of Sciences Institute of Control Sciences named by V.A. Trapeznikov laboratory chief, 117997, GSP-7, B-342, 65, Profsoyuznaya str., Moscow, Russian Federation. Phone: (495) 334-87-60, (495) 334-87-60. E-mail: snv@ipu.ru. Area of research: terminal control systems.

Partola Igor Stanislavovich, candidate of technical sciences, the Khrunichev State Research and Production Space Centre Design Bureau “Salut” department chief; 121087, 18, Novozavodskaya str., Moscow. Phone: (499) 749-96-82, fax: (499) 749-95-98. E-mail: salut@khrunichev.com. Area of research: launch vehicles engine systems development methods.

УДК 621.452.3.034

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ГОРЕЛОЧНОГО УСТРОЙСТВА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТУ, РАБОТАЮЩЕЙ НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ

© 2011 А. Н. Маркушин¹, А. В. Бакланов², Н. Е. Цыганов¹,¹ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение»²Казанский государственный технический университет им. А.Н.Туполева

Исследуется влияние конструкции горелочного устройства на основные характеристики камеры сгорания. Данные мероприятия были проведены с целью улучшения экологических характеристик ГТУ, что позволило значительно снизить уровень выбросов токсичных веществ по сравнению с серийной камерой сгорания.

Камера сгорания, горелочное устройство, оксид азота, окислы углерода, токсичность, эксперимент, экология.

Важную роль в камере сгорания (КС) играет зона горения, определяющая интенсивность выгорания топливно-воздушной смеси, диапазон устойчивой работы, тепловое состояние элементов жаровой трубы, эмиссионные и пусковые характеристики камеры.

Процессы в этой части КС в значительной степени зависят от конструкции и режима работы базового элемента фронтального устройства – вихревой газовой горелки.

В данной работе представлены технические решения, реализованные в ходе модернизации конструкции камеры сгорания (КС) ГТУ НК-16СТ мощностью 16 МВт, созданной на базе авиационного газотурбинного двигателя НК-8-2У.

Целью данной модернизации явилось снижение уровня эмиссии окиси углерода СО и окислов азота NO_x в продуктах сгорания серийной КС, а элементом модернизации - горелочное устройство.

В конструкции фронтального устройства серийной кольцевой КС вихревые газовые горелки (рис.1) устанавливаются равномерно по окружности между внутренней и наружной стенками жаровой трубы (ЖТ). Топливо, подаваемое газовыми форсунками 1 вдоль оси каждой из горелок, перемешивается в камере смешения 3 с закрученным в завихрителе 2 потоком воздуха. В результате в первичной зоне камеры сгорания за сопловым насадком 4 каждой из вихревых горелок формируются потоки топливовоздушной смеси, имеющие при-

осевые циркуляционные области. Наличие таких областей обеспечивает циркуляцию горячих продуктов сгорания и активных центров из зоны горения к корню факела свежей смеси, что создает условия для устойчивого воспламенения и стабилизации пламени.

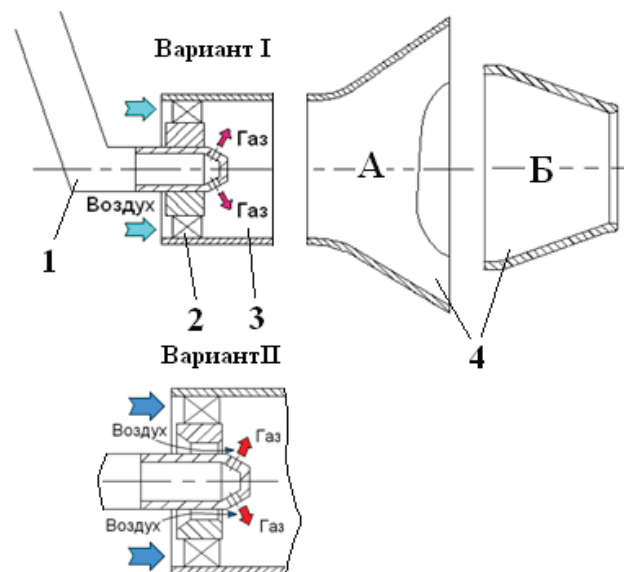


Рис.1. Схема горелочных устройств:
1- струйная форсунка, 2- завихритель,
3- камера смешения, 4- сопловый насадок

В работе изучалось влияние формы насадка горелочного устройства (рис. 1 А, Б) на рабочий процесс КС при постоянном законе подвода воздуха по длине ЖТ. Исследовались две формы насадка: диффузорный и конфузорный.

Исследования, проведенные на одногорелочном отсеке, показали, что изменением конструкции горелочного устройства можно реализовать как приосевое, так и периферийное горение. В первом случае градиент

поперечной скорости топливоздушная смеси на выходе из соплового насадка максимален, что обеспечивает полное выгорание топлива на малой длине. При периферийном горении поток имеет низкое значение градиента скорости в радиальном направлении на всей длине зоны рециркуляции топливоздушная смеси в первичной зоне КС.



Рис.2. Внешний вид полноразмерной камеры сгорания ГТД НК-16СТ

В ходе испытаний полноразмерной камеры сгорания проводилось измерение радиальной и окружной эпюр неравномерности поля температуры газа. Для чего в выходном сечении ЖТ была установлена подвижная в окружном направлении шеститочечная гребенка термомпар (рис.2).

Измерения показали, что на выходе из КС с конфузорным насадком в районе термомпары №5 наблюдается увеличение температуры по сравнению с вариантом камеры, имеющим диффузорный насадок (рис.3). Это позволяет считать, что конфузорный насадок горелочного устройства формирует в зоне горения более горячее ядро потока. Процесс объясняется смыканием вихревого слоя и уменьшением поперечных размеров зоны рециркуляции, что привело к локализации высокотемпературных масс газа в приосевой области горелки [2].

Поэтому для эффективного уменьшения поверхностей пламени со стехиометрическим составом было реализовано техническое решение, основанное на локальном обеднении смеси в горячей приосевой зоне (рис.1 вариант II). Данное решение заключается в доработке горелочного устройства путем организации между форсункой и завихрителем кольцевого канала. В результате чего была обеспечена на ~15% большая площадь проходного сечения горелочного устройства, чем в исходном серийном варианте. Это мероприятие позволило снизить температуру ядра потока и привести радиальную эпюру в соответствие с нормами ТУ.

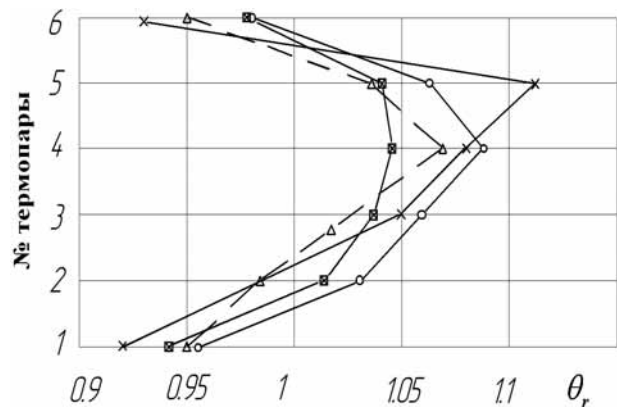


Рис.3. Влияние конструкции горелки на радиальную эпюру температурного поля в выходном сечении КС:

×-конфузор; □-диффузор; Δ-конфузор с кольцевым каналом; ○-нормиТУ

$$C_{ax} = 115 м/с; T_K^* = 200^{\circ}C; \alpha_{\Sigma} = 5$$

К тому же, несмотря на существенное уменьшение размеров зоны рециркуляции, камеры сгорания с конфузорными горелками показали весьма высокую полноту сгорания по сравнению с горелками, имеющими диффузорный насадок, что привело к существенному снижению выброса CO (рис.4). Здесь измерения концентрации токсичных веществ были проведены в составе полноразмерного двигателя НК-16СТД на режиме максимальной мощности и приведены к условному содержанию кислорода в выхлопных газах, равному 15%, согласно [1].

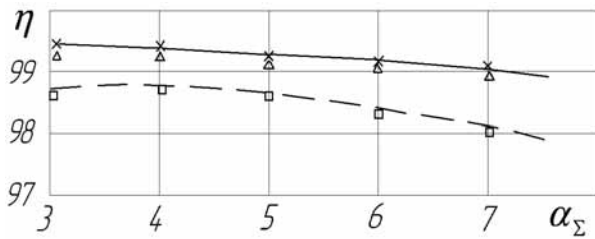


Рис. 4 Характеристики полноты сгорания топлива на выходе из КС:

×-конфузор; □-диффузор; Δ-конфузор с кольцевым каналом;

$$C_{ax} = 115 \text{ м/с}; T_K^* = 200 \text{ }^\circ\text{C}$$

Уменьшение уровня выбросов оксидов азота в камере сгорания с конфузорным насадком (рис.5) связано с увеличением скорости истекающего из сопла горелки потока, что приводит к уменьшению времени пребывания продуктов сгорания в зоне горения. Вторая причина - это частичная подготовка топливоздушная смеси в горелке с конфузорным насадком и, как следствие, реализация получения гомогенной топливоздушная смеси и введение ее в зону горения. В результате из времени пребывания в зоне высоких температур исключается время смесеобразования, что также уменьшает выход NO_x .

Что касается снижения выбросов CO , то согласно исследованиям [3] конфузорная форма горелочного устройства повышает интенсивность процессов в рециркуляционной зоне, поэтому снижение концентрации CO в таком варианте КС по сравнению с серийной объясняется более интенсивным окислением CO в CO_2 , так как это превращение практически полностью определяется элементарной реакцией: $\text{CO} + \text{OH} \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}$.

В последнем варианте горелки, в результате внедрения кольцевого канала, произошло перераспределение расхода воздуха между первичной и вторичной зонами КС. Через фронтное устройство в первичную зону поступило большее количество воздуха, что снизило в ней среднюю температуру и, как следствие, уменьшило выброс оксидов азота. Согласно [4], главным определяющим фактором η является состав смеси в первичной зоне, где обеднение последнего приводит к снижению пол-

ноты сгорания и, как следствие, к повышению CO , что подтверждается экспериментально (рис 4,5).

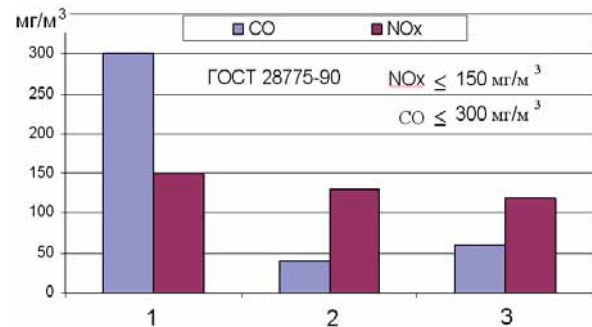


Рис.5. Концентрации CO и NO_x камер: 1- с диффузором (серийная); 2 – с конфузором; 3- с конфузором и кольцевым каналом

Полученные данные позволили сделать вывод, что изменением конструкции горелочного устройства при постоянном законе подвода воздуха по длине жаровой трубы и идентичных параметрах закрутки потока можно влиять на основные характеристики КС, такие как время пребывания продуктов сгорания, полнота сгорания топлива, неравномерность температурного поля и концентрация выбросов токсичных веществ.

Библиографический список

- ГОСТ 28775-90. Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Общие технические условия [Текст] - М.: Стандартинформ, 2005. -12с.
- Ланский, А.М. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД [Текст] / А.М. Ланский, С.В. Лукачев, С.Г. Матвеев - Самара: СНЦ РАН, 2009. - 335с.
- Белоусов, А.Н. Влияние интенсивности закрутки первичного воздуха на процесс выгорания газообразного топлива в авиационной камере сгорания [Текст] / А.Н. Белоусов, А.М. Ланский, С.В. Лукачев // Горение в потоке. - Казань, 1982. - С. 61-64.
- Мингазов, Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей [Текст] / Б.Г. Мингазов - Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2006. - 220 с.

THE INFLUENCE OF BURNER DESIGN ON THE CHARACTERISTICS OF THE COMBUSTION CHAMBER WITH GASEOUS FUELS

© 2011 A. N. Markushin¹, A. V. Baklanov², N. E. Tsyganov¹

¹Joint-Stock Company «Kazan motor production association»

²Kazan State Technical University

Examines the influence of burner design, the main characteristics of the combustion chamber. These activities were carried out in order to improve the environmental performance of gas turbines, which significantly reduce toxic emissions in comparison with the serial main combustor

Combustion chamber, burner, nitric oxide, carbon oxides, toxicity, experiment, ecology.

Информация об авторах

Маркушин Андрей Николаевич, главный конструктор Казанского моторостроительного производственного объединения. E-mail: AMarkushin@kmpo.ru. Область научных интересов: разработка и производство газотурбинных двигателей.

Бакланов Андрей Владимирович, аспирант Казанского государственного технического университета. E-mail: andreybaklanov@bk.ru. Область научных интересов: горение в турбулентном потоке, моделирование, исследование.

Цыганов Николай Евгеньевич, инженер-конструктор отдела главного конструктора Казанского моторостроительного производственного объединения. E-mail: AMarkushin@kmpo.ru. Область научных интересов: проектирование камер сгорания ГТД.

Markushin Andrey Nikolaevich, The main designer of Joint-Stock Company «Kazan motor production association». E-mail: AMarkushin@kmpo.ru. Area of research: development and manufacture gas turbine engines.

Baklanov Andrey Vladimirovich, The post-graduate student of Kazan State Technical University. E-mail: andreybaklanov@bk.ru. Area of research: Burning in a turbulent stream, modelling.

Tsyganov Nikolay Evgenevich, The engineer-designer of Department of the main designer of Joint-Stock Company «Kazan motor production association». E-mail: AMarkushin@kmpo.ru. Area of research: Designing of combustion chambers of GTE.

**ПРОГРАММНО-АППАРАТНЫЙ КОМПЛЕКС
ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК
РАКЕТ КОСМИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ СЕМЕЙСТВА «АНГАРА»**

©2011 И. С. Партола

Государственный космический научно-производственный центр им. М.В. Хруничева, г. Москва

Рассмотрен состав и методика разработки программно-аппаратного комплекса проектирования двигательных установок ракет-носителей «Ангара». Показано, что использование математического моделирования и результатов испытаний конструктивно подобных изделий позволяет существенно сократить объем стендовой отработки. Рассмотрены результаты «холодных» и огневых испытаний двигательной установки УРМ-2 РКН «Ангара-А5», их удовлетворительное совпадение с прогнозом.

Ракета космического назначения, двигательная установка, математическое моделирование, программно-аппаратный комплекс.

Состав и назначение ракеты космического назначения (РКН) «Ангара»

Семейство ракет космического назначения (РКН) «Ангара» - новое поколение ракет, создаваемых на основе универсальных ракетных модулей (УРМ) с мощными жидкостными ракетными двигателями. В качестве компонентов топлива в них используются жидкий кислород и керосин. В ГКНПЦ им. М.В. Хруничева разработаны универсальные ракетные модули нижней и верхней ступеней РКН (УРМ-1 и УРМ-2 соответственно). Семейство ракет-носителей «Ангара» включает носители легкого, среднего и тяжелого классов, имеющие грузоподъемность от 1,5 до 24,5 т на низкой околоземной орбите [1].

Место старта РКН семейства «Ангара» – российский космодром Плесецк. Кроме того, предусматривается использование ракеты космического назначения «Ангара-А5» в составе космического ракетного комплекса «Байтерек», создаваемого на космодроме Байконур в соответствии с соглашением между Правительством Российской Федерации и Правительством Республики Казахстан.

Универсальный ракетный модуль первой ступени (УРМ-1) оснащается одним жидкостным ракетным двигателем РД-191. РД-191 создается на базе четырехкамерного двигателя, применявшегося на ракетно-носителе «Энергия», и ныне применяемого двигателя ракеты-носителя «Зенит» (РД-171). Камеры двигателей РД-171 и РД-191 унифицированы. Универсальный ракетный модуль третьей ступени (УРМ-2) оснащается одним жидкостным ракетным двигателем

РД-0124А. Двигатель РД-0124А имеет коэффициент унификации свыше 90% с двигателем 14Д23, разрабатываемым для ракеты-носителя «Союз-2-1б».

В составе ракеты космического назначения легкого класса «Ангара 1.2» используется один модуль УРМ-1, в составе ракеты-носителя тяжелого класса (А5) применяется пять модулей УРМ-1 и один УРМ-2. Вторая ступень РН легкого класса «Ангара 1.2», имея меньшие габаритные размеры и массу заправляемого запаса топлива, по схемным решениям систем двигательной установки унифицирована с УРМ-2 [1].

Унификация ракетных модулей позволяет ограничить объем отработки двигательных установок испытаниями стендовых изделий, разрабатываемых на базе универсальных модулей, и ограничить отработку собственно ракет-носителей лётными испытаниями.

Развитие ДУ сопровождается появлением у двигательной установки функций встроенного автоматического управления и ужесточением требований к массовому совершенству ДУ. Сложные алгоритмы управления двигательной установкой и снижение гарантийных запасов рабочих тел требует повышения точности расчетов внутрикачественных процессов. Точность расчета повышается при использовании математических моделей, настраиваемых по результатам экспериментальной отработки составных частей двигательной установки. Проектирование двигательных установок со встроенными функциями автоматического управления

требует включить в процесс проектирования статистическое моделирование процессов в двигательной установке, позволяющее учитывать разброс определяющих параметров, а также нештатные ситуации в полете [2], [3].

Использование математических моделей и результатов испытаний конструктивно подобных изделий позволяет существенно сократить количество стендовых изделий при создании двигательных установок. Изделия для автономной отработки заимствованных составных частей исключены, а этапы предварительных и приемочных испытаний двигательной установки совмещены в одном стендовом изделии [3]. В этом случае необходим значительный объем вычислительной работы по моделированию функционирования ДУ в условиях разброса внешних условий её эксплуатации и нештатных ситуаций. Такая организация наземной экспериментальной отработки требует, чтобы структура комплекса математических моделей была построена с учетом членения ДУ на составные части.

Программно-аппаратный комплекс проектирования двигательных установок ракет космического назначения

Основы создания программно-аппаратных комплексов (ПАК) для проектирования двигательных установок и накопления информации о результатах наземных и лётных испытаний заложены в работах коллективов под руководством Э.В. Венгерского (НПО «Техномаш»), В.П. Иванова (Институт проблем управления РАН имени В.А. Трапезникова) и В.П. Фирсова (МАИ имени С. Орджоникидзе) [4], [5].

Согласно работам упомянутых авторов программно-аппаратный комплекс является диалоговой системой автоматизированного расчета параметров двигательной установки, предназначенной для математического моделирования пользователями параметров ДУ в целом, а также отдельных агрегатов и процессов в них. В наиболее общем представлении архитектура программно-аппаратного комплекса математического моделирования параметров ДУ включает в себя:

- методы и алгоритмы математического моделирования гидродинамических и газодинамических процессов;

- методики анализа и обработки результатов испытаний, реализованные в виде прикладного программно-математического обеспечения (ПМО) в среде информационного обеспечения комплекса;

- операционную среду разработки и функционирования ПМО ПАК (системное программное обеспечение и типовые пакеты прикладных программ);

- средства вычислительной техники;

- квалифицированного пользователя.

Совместные работы ГКНПЦ им. М.В. Хруничева и упомянутых организаций при создании универсальных ракетных модулей РКН «Ангара» обеспечили развитие методологии создания и расширение сферы применения программно-аппаратных комплексов.

Первой составной частью программно-аппаратного комплекса проектирования двигательной установки является *полная математическая модель* двигательной установки. Она включает допущения (гипотезы), уравнения сохранения и связи, начальные и граничные условия, а также параметры рабочих жидкостей и газов и эмпирические коэффициенты, определяющие особенности конструкции ДУ. Параметры рабочих жидкостей и газов и эмпирические коэффициенты уравнений задаются по информации, содержащейся в справочной литературе и базе данных, созданной при проектировании и эксплуатации изделий-прототипов и аналогов. В процессе наземной стендовой отработки ДУ эмпирические коэффициенты уравнений корректируются в результате анализа результатов испытаний – происходит настройка математической модели.

Полная математическая модель ДУ включает математические модели процессов, протекающих в ДУ, и математические модели составных частей ДУ. Математические модели процессов в ДУ определяют функциональные зависимости от времени и координат параметров следующих процессов:

- подготовка топливных баков и систем двигательной установки к заправке компонентами ракетного топлива;

- заправка топливных баков и других ёмкостей ДУ компонентами топлива, рабочими жидкостями и газами;

- теплообмен топливных баков с окружающей средой в процессе стоянки заправленного изделия;

- запуск маршевого двигателя, выработка рабочих жидкостей и газов при старте и полёте ракеты космического назначения;
- приведение отработавшей ступени ракеты космического назначения (разгонного блока) в безопасное состояние.

Рассмотренный перечень может быть дополнен математическим описанием процессов в электронных системах управления расходом топлива, контролем заправки, измерения параметров ПГСП и аварийной защиты.

Результаты математического моделирования процессов в двигательной установке ракеты космического назначения позволяют разработать принципиальную пневмогидравлическую схему ДУ и определить необходимый состав систем.

Математические модели систем и агрегатов двигательной установки позволяют определить конструктивные параметры систем и агрегатов ДУ.

Запись полной математической модели двигательной установки в безразмерной форме позволяет получить *безразмерную математическую модель двигательной установки*. Полученные безразмерные параметры процессов в ДУ определяют критерии подобия штатного и стендовых изделий и, соответственно, режимы испытаний экспериментальных установок и стендовых изделий.

Математические модели процессов, протекающих в двигательной установке, и математические модели составных частей ДУ описывают, с точки зрения системного анализа, элементы системы (двигательной установки) и внутренние связи этих элементов друг с другом. Внешние связи двигательной установки описываются граничными условиями уравнений математической модели.

Однако связь ДУ с наземной и бортовой системами управления описать граничными условиями весьма сложно. Причиной этого является необходимость описать достаточно большое количество решений, принимаемых системами управления в нормальных и нештатных ситуациях, а также различные варианты последовательности действий в этих ситуациях. В связи с этим математическое описание решений по управлению двигательной установкой – *алгоритмы*

управления двигательной установкой – должно быть включено в программно-аппаратный комплекс проектирования двигательных установок. Алгоритмы строятся на базе формульных и логических соотношений математических моделей процессов и систем ДУ.

Исследование работы двигательной установки при различном сочетании внешних условий (возмущающих факторов), а также при возникновении нештатных ситуаций требует расчёта достаточно большого количества вариантов исходных данных. Соответствующее упрощение полной математической модели (приведение уравнений к одномерному виду, замена части соотношений эмпирическими параметрами и формулами и т.п.) позволяет создать упрощённую *статистическую модель двигательной установки*. Статистическая математическая модель должна использоваться в программно-аппаратном комплексе совместно с моделями смежных систем ракеты космического назначения и бортовым программным обеспечением системы управления. Упрощения, вводимые в полную математическую модель, должны сохранить описание основных функциональных связей в ДУ и обеспечить сравнительно простую программную реализацию статистической модели. Статистическое моделирование работы двигательной установки должно проводиться с учётом допускаемых конструкторской документацией погрешностей в работе измерительного и исполнительного трактов систем двигательной установки. Неизвестные точно эмпирические коэффициенты полной математической модели при статистическом моделировании могут быть заменены искусственным увеличением разбросов соответствующих параметров.

В современной практике статистические математические модели применяются для анализа работы систем управления расходом топлива (СУРТ) и управления исполнительными элементами пневмогидравлической системы подачи (ПГСП). Значительный вклад в эти работы внесён Институтом проблем управления Российской академии наук (ИПУ РАН) [2], [3].

Создание статистических математических моделей следует рекомендовать для анализа функционирования в возмущённых

режимах системы аварийной защиты двигательной установки.

Статистическая математическая модель включает в себя:

- математическое описание алгоритмов управления составными частями (системами) двигательной установки;
- упрощённые (одномерные) математические модели процессов в системах – объектах управления;
- математическое описание измерительных трактов соответствующих составных частей (систем) двигательной установки;
- математическое описание трактов исполнения, выданных алгоритмами управления систем командных сигналов;
- модели погрешностей измерительного тракта, в частности запаздывания выдачи и исполнения управляющих команд;
- генератор нештатных ситуаций в объектах управления, измерительных и исполнительных трактах.

В состав программно-аппаратного комплекса проектирования двигательных установок также входит *база данных*, содержащая [6]:

- Справочные данные по универсальным физическим параметрам и величинам (электронная форма справочников по физике, химии и т.д.). Эти данные представляют собой элементы матрицы свойств рабочих жидкостей и газов двигательной установки и матрицы конструктивных параметров ДУ. Справочные данные записываются для стандартизованных компонентов топлива и газов, а также для типовых агрегатов и систем ДУ. Источником формирования этой части базы данных является справочная литература.
- Эмпирические коэффициенты, полученные в результате наземных и лётных испытаний, характеризующие уникальные особенности двигательной установки. Они определяются в результате физического моделирования функционирования составных частей ДУ и двигательной установки в целом при испытаниях моделей систем ДУ и стендовых изделий. Уточнение базы эмпирических коэффициентов производится в процессе наземных и лётных испытаний и эксплуатации ДУ.
- Прогноз результатов наземных и лётных испытаний двигательной установки и

лётной эксплуатации. Прогноз выполняется путём математического моделирования работы двигательной установки в соответствующих условиях. Использование полной математической модели обеспечивает прогноз функционирования ДУ в номинальных (штатных) условиях. Статистическое моделирование позволяет определить отклонения параметров от номинальных значений вследствие разбросов внешних условий эксплуатации, а также оценить влияние нештатных ситуаций на работу двигательной установки.

Программное обеспечение и аппаратные средства ПАК должны обеспечивать решение следующих задач:

1. Эксплуатация комплекса математических моделей двигательной установки, настраиваемых по результатам экспериментальной отработки составных частей ДУ. Программные и аппаратные средства ПАК должны обеспечивать необходимые для эксплуатации полной математической модели объём памяти и быстродействие, возможность быстрых вычислений с использованием статистической математической модели и достаточный объём накопительных устройств, необходимых для хранения результатов испытаний и эксплуатации ДУ. База знаний ПАК должна включать известные стандартные методы решения систем дифференциальных и интегральных уравнений.

2. Статистическое моделирование процессов в двигательной установке должно выполняться с учётом известных моделей случайных процессов. База знаний ПАК должна включать известные стандартные методы расчётов таких процессов.

3. Обеспечение автономного проектирования и отработки каждой составной части двигательной установки и параллельный учёт результатов проектирования и отработки других составных частей через настраиваемые параметры математических моделей. Необходимо обеспечить соответствующее количество рабочих мест и быстродействующую систему обмена информацией.

Из сказанного выше следует, что *основными составными частями программно-аппаратного комплекса являются комплекс математических моделей двигательной установки, операционная среда и база знаний*. База данных из самостоятельной составной части ПАК становится составной частью

комплекса настраиваемых математических моделей. База знаний сводится к комплексу типовых методов решений (численных и аналитических) и комплексу математических моделей типовых процессов.

Квалифицированный пользователь ПАК

Квалифицированный пользователь – необходимое условие эффективной эксплуатации программно-аппаратного комплекса. Понятие квалифицированного пользователя подразумевает его подготовку как пользователя персонального компьютера, работающего в сети, и инженерную подготовку в области создания двигательных установок ракет космического назначения. Квалифицированный пользователь должен уметь:

1. Выполнять членение двигательной установки на составные части и системы и составлять математические модели этих частей и систем на базе типовых моделей базы знаний.

2. Выделять в составных частях и системах ДУ типовые процессы и составлять математические модели этих процессов на базе типовых моделей базы знаний.

3. Задавать граничные условия для решения уравнений составных частей и процессов.

4. Вводить в персональный компьютер разработанный комплекс математических моделей ДУ.

5. Осуществлять проектно-конструкторские расчёты составных частей ДУ в параллельном с другими пользователями, ответственными за другие составные части ДУ, режиме.

6. Вводить в программно-аппаратный комплекс результаты испытаний агрегатов, систем, стендовых и лётных изделий.

7. Настраивать комплекс математических моделей ДУ по результатам испытаний.

8. Выполнять прогноз параметров стендовых и лётных испытаний в диалоговом режиме.

Диалоговый интерфейс квалифицированного пользователя - основной инструмент, посредством которого пользователь выполняет взаимодействие с программно-аппаратным комплексом. Диалоговые средства разрабо-

таны на базе стандартного интерфейса операционной среды и используемого программного обеспечения базы знаний и базы данных, что обеспечивает пользователю хорошую преемственность при навигации по архитектуре программно-аппаратного комплекса.

Типовые конструкторские решения, заимствованные узлы и составные части ДУ составляют *базу знаний типовых методов конструкторских решений*. Необходимость принципиально новых технических решений определяет направления исследований и опытно-конструкторских работ.

При создании ПАК для снижения трудоёмкости проектно-конструкторских работ необходимо использование стандартного программно-математического обеспечения. К стандартному ПМО относятся программы, реализующие численные методы решения уравнений, обеспечивающие статистическую обработку результатов испытаний, статистическое моделирование и другие типовые вычислительные процедуры. Стандартное и типовое программно-математическое обеспечение составляет *базу знаний типовых математических моделей процессов и систем*.

Методики проектирования двигательных установок лабораторно-стендовой отработки (ЛСО), обработки и анализа результатов ЛСО являются третьей составной частью базы знаний программно-аппаратного комплекса. Методики проектирования и ЛСО ДУ определяют необходимые стадии опытно-конструкторских работ, объём работ на каждой стадии, порядок выполнения ОКР и порядок сдачи изделия в эксплуатацию. Использование этих методик необходимо, так как они являются формализованным опытом проектирования, отработки и эксплуатации прототипов разрабатываемой двигательной установки. Методики обработки и анализа результатов испытаний обеспечивают настройку комплекса математических моделей ДУ по результатам наземных и лётных испытаний и прогноз параметров эксплуатации ДУ.

**Результаты настройки
математических моделей
программно-аппаратного комплекса
проектирования ДУ по результатам
испытаний ДУ РКН «Союз-2-1б»
в НИЦ РКП**

Принципиально новым решением при разработке двигательной установки унифицированного ракетного модуля третьей ступени (УРМ-2) ракеты космического назначения «Ангара-А5» является включение испытаний двигательной установки изделия-прототипа в объём наземной стендовой отработки. В 2006г. на базе ФКП «Научно-испытательный центр ракетно-космической промышленности» (НИЦ РКП) были проведены холодные и огневые стендовые испытания (ХСИ и ОСИ соответственно) ДУ 3-й ступени РКН «Союз-2-1б» разработки ФГУП «ЦСКБ «Прогресс»». ДУ 3-й ступени РКН «Союз-2-1б» и ДУ УРМ-2 имеют близкую размерность и создаются на базе унифицированных жидкостных ракетных двигателей. В связи с этим КБ «Салют» ГКНПЦ им. М.В. Хруничева и МАИ им. С. Орджоникидзе была выдвинута идея сокращения программы экспериментальной отработки ДУ УРМ-2 РКН «Ангара» с использованием результатов экспериментальной отработки ДУ 3-й ступени РКН «Союз-2-1б» и математического моделирования. ГКНПЦ им. М.В. Хруничева получено разрешение ЦСКБ «Прогресс» на использование результатов испытаний РКН «Союз-2-1б».

Программно-аппаратный комплекс проектирования двигательных установок разработан КБ «Салют» ГКНПЦ им. М.В. Хруничева в кооперации с МАИ им. С. Орджоникидзе и ФКП НИЦ РКП. В процессе создания ПАК проведен сравнительный анализ конструктивно-схемных решений ДУ РКН «Союз-2-1б» и УРМ-2, объема телеметрической информации и диапазонов рабочих параметров ДУ. В результате этой работы сформирован пакет исходных данных, состоящий из следующих комплектов:

1. Сопоставление полученных результатов холодных (ХСИ) и огневых (ОСИ) стендовых испытаний 3-й ступени РКН «Союз-2-1б» с результатами расчетов.

2. Анализ конструктивных особенностей ДУ и объема телеметрической информации

(ТМИ) 3-й ступени РКН «Союз-2-1б» и УРМ-2.

3. Массивы телеметрической информации для создания универсальных математических моделей, программного обеспечения и отладочных тестов.

На базе экспериментальных данных разработаны универсальные математические модели и программно-математическое обеспечение (ПМО) для расчетов процессов в системах ДУ УРМ-2. Адекватность разработанного комплекта математических моделей физическим процессам в ДУ подтверждена сравнением с результатами огневых стендовых испытаний ДУ 3-й ступени РКН «Союз-2-1б». Также по результатам этих испытаний выполнена первичная настройка математических моделей.

Математические модели положены в основу программно-аппаратного комплекса (ПАК) моделирования процессов в двигательной установке УРМ-2. В составе ПАК использованы математические модели разного уровня сложности - одномерные и трехмерные. База данных ПАК включает результаты испытаний стендовых изделий. ПАК обеспечивает детальное исследование динамики газовой и жидкой сред в системах двигательной установки с учётом алгоритмов её функционирования.

Программно-аппаратный комплекс моделирования процессов в двигательной установке УРМ-2 успешно эксплуатируется в настоящее время в КБ «Салют» ГКНПЦ им. М.В. Хруничева при выполнении опытно-конструкторских работ.

**Сокращение объёма наземной стендовой
отработки УРМ-2 РКН «Ангара-А5»
благодаря применению ПАК**

Использование при разработке документации и отработке унифицированного ракетного модуля третьей ступени ракеты-носителя «Ангара-А5» УРМ-2 средств математического моделирования и результатов испытаний изделия-прототипа обеспечило сокращение объёма экспериментальной отработки двигательной установки. Новыми этапами проектирования двигательных установок УРМ РКН «Ангара-А5» являются верификация математических моделей процессов и систем ДУ и прогноз параметров ДУ с использованием математических моделей.

Для проектирования ДУ УРМ-2 использован программно-аппаратный комплекс, настроенный по результатам «холодных» и огневых испытаний ДУ 3-й ступени РКН «Союз-2-1б». Рассматриваемые ДУ имеют общий комплект математических моделей, различия ограничиваются базами данных эмпирических коэффициентов математических моделей, конструктивных параметров ДУ и прогнозом параметров ДУ. В связи с этим в комплексную программу экспериментальной отработки (КПЭО) УРМ-2 РКН «Ангара-А5» включено *единственное стендовое изделие для комплексных «холодных» и огневых испытаний ДУ.*

Результаты «холодных» и огневых испытаний двигательной установки УРМ-2 РКН «Ангара-А5», их совпадение с прогнозом

УРМ-2 и 3-я ступень РКН «Союз-2» существенно отличаются геометрическими размерами баков, конструкцией газоводов системы наддува в баках, параметрами внутрибаковых процессов, системой управления наддувом. Поэтому необходимо было провести обобщение результатов испытаний и корректировку замыкающих зависимостей разработанных ранее математических моделей теплообмена на зеркале жидкости и на стенках баков с целью уточнения законов изменения температуры газа по высоте баков и изменения давления во времени.

Задачей верификации математических моделей является расчёт параметров процессов, происходящих в баках окислителя и горючего, магистралях систем наддува, дренажа и подачи и погруженных шаробаллонах на этапе работы двигателя РД-0124А при проведении ХСИ и ОСИ и сравнение результатов расчётов с результатами обработки телеметрической информации. Для верификации созданного комплекта математических моделей для расчета процессов теплообмена и гидродинамики в топливных баках окислителя (жидкий кислород) и горючего (керосин) УРМ-2 РКН «Ангара-А5» было проведено сопоставление результатов расчета и данных телеметрии, полученных при огневых стендовых испытаниях (ОСИ).

Расчет проводился с момента подачи команды на включение двигателя РД-0124А

до завершения его работы. Получены следующие результаты:

- Изменение давления в баке кислорода близко к результатам огневых стендовых испытаний (ОСИ). Темп нарастания давления, полученный по результатам численного моделирования меньше, чем полученный по данным телеметрии. Однако максимальное различие в измеренных и вычисленных давлениях не превышает 8%.

- Изменение давления в баке керосина удовлетворительно совпадает с результатами расчёта. Погрешность расчёта не превышает 15%.

- Среднемассовая температура парогазовой смеси в газовой полости бака окислителя стендового варианта УРМ-2 в течение первых 50 секунд работы двигателя возрастает и в дальнейшем практически не изменяется. Это подтверждает нормальную работоспособность газоводного устройства, обеспечивающего необходимое перемешивание газа наддува и паров кислорода.

- Расчётные значения секундного массового расхода газа наддува примерно на 20...25% превышают фактические, полученные в эксперименте. В совокупности с превышением измеренных значений давления над расчётными значениями это говорит о превышении фактической среднемассовой температуры в газовой полости бака относительно расчётной величины.

Надёжное прогнозирование параметров работы штатных и дополнительных (стендовых) систем двигательной установки обеспечило безопасность проведения «холодных» и огневых стендовых испытаний стендового варианта УРМ-2. Созданный комплект математических моделей позволит прогнозировать параметры ДУ при лётных испытаниях, а также повысить точность расчетов ДУ для ракет космического назначения аналогичного класса.

Выводы

1. Опытно-конструкторские работы по созданию современных ракет космического назначения сопровождаются превращением компьютерной математической модели из вспомогательного расчетного средства в макет двигательной установки, который требует отработки и настройки при испытаниях ДУ.

2. Существенное сходство конструктивно-схемных решений современных двигательных установок ракет космического назначения позволяет сделать вывод о возможности единого методологического подхода к проектированию ДУ.

3. Использование средств математического моделирования обеспечило сокращение объёма экспериментальной отработки двигательной установки при отработке унифицированного ракетного модуля третьей ступени ракеты-носителя «Ангара-А5».

Библиографический список

1. Государственный космический научно-производственный центр им. М.В. Хруничева [Электронный ресурс]: Официальный сайт / ГКНПЦ им. М.В. Хруничева. – 2005. – Электрон. дан. on-line. – Загл. с титул. экрана. URL: <http://www.khrunichev.ru> (Дата обращения 05.02.2011).

2. Минимизация затрат топлива на наддув баков и захолаживание магистралей в системе ПГСР водородной двигательной установки с многократным включением [Текст] / А.П. Гневашев, В.А. Гордеев, В.К. Завадский [и др.] // Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология». – 2008. – №3(59). – С. 108...114.

3. Гордеев, В.А. Оптимизация процесса отработки ПГСР ракет и разгонных блоков [Текст] / В.А. Гордеев, В.П. Иванов, И.С. Партола [и др.] // Научно-технические разработки КБ «Салют». 2006-2008 гг. Вып. II. / М.: Машиностроение, 2010. – С. 284 – 292.

4. Гневашев, А.П. Математическое моделирование тепломассообменных процессов в водородных системах [Текст] / А.П. Гневашев, В.А. Гордеев, Е.И. Постоюк [и др.] // Международный науч. журн. Альтернативная энергетика и экология: – 2008. – №3(59). – С. 95 – 99.

5. Партола, И.С. Результаты расчётно-экспериментальной отработки двигательной установки УРМ-1 РКН «Ангара» [Текст] / И.С. Партола // Ракетно-космическая техника и технология 2010: тез. Российской научно-технической конференции, посвящённой 50-летию образования кафедры «Ракетные двигатели ВГТУ» / Воронеж: ГОУВПО Воронежский государственный технический университет, 2010, – С. 22 – 23.

6. Кузнецов, С.К. Тенденции в мире систем управления базами данных [Электронный ресурс]: URL: <http://www.citforum.ru>, <http://www.olap.ru> (Дата обращения 05.06.2009).

HARD & SOFT COMPLEX FOR “ANGARA” FAMILY LAUNCH VEHICLES ENGINE SYSTEM DEVELOPMENT

©2011 I. S. Partola

The Khrunichev State Research and Production Space Centre Design Bureau “Salut”

A consist and development method for hard & soft complex for “Angara” launch vehicles engine systems are discussed at this article. It’s proved that utilization of mathematic simulation and constructive similar devices test results allow to cut essentially qualification tests capacity. Results of LV “Angara-A5” universal rocket module №2 engine system “cold” and fire tests are discussed.

Launch vehicle, engine system, mathematic simulation, hard & soft complex.

Информация об авторах

Партола Игорь Станиславович, кандидат технических наук, начальник отделения КБ «Салют» ГКНПЦ им. М.В. Хруничева; 121087, Москва, ул. Новозаводская, 18; тел. (499) 749-96-82, факс: (499) 749-95-98. E-mail: salut@khrunichev.com. Область научных интересов: методология проектирования двигательных установок ракет.

Partola Igor Stanislavovich, candidate of technical sciences, the Khrunichev State Research and Production Space Centre Design Bureau “Salut” department chief. 121087, 18, Novozavodskaya str., Moscow, Russian Federation; Phone: (499) 749-96-82, fax (499) 749-95-98. E-mail: salut@khrunichev.com. Area of research: launch vehicles engine systems development methods.

ТРЕХМЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФЛАТТЕРА ЛОПАТОК КОМПРЕССОРОВ СОВРЕМЕННЫХ ГТД

©2011 В.В. Веденеев¹, М.Е. Колотников², П.В. Макаров², В.В. Фирсанов³

¹Механико-математический факультет МГУ им. М.В. Ломоносова

²ФГУП "НПЦ газотурбостроения "Салют", г. Москва

³Московский авиационный институт (Национальный исследовательский университет)

Предложен метод моделирования флаттера лопаток компрессоров ГТД в 3-D постановке на основе энергетического метода. Получены результаты расчетов на флаттер рабочих колес (РК) 1-й и 2-й ступеней вентилятора по низшим формам колебаний на различных режимах и при разных условиях опирания лопаток по бандажным полкам. Результаты верифицированы экспериментальными данными. Предлагаемый метод применим для отстройки РК компрессоров от флаттера при проектировании новых конструкций ГТД.

Флаттер, устойчивость, нестационарные аэродинамические силы, лопатка, узловой диаметр.

Введение

В настоящее время в практике российского авиадвигателестроения расчетное прогнозирование флаттера лопаток ГТД базируется преимущественно на вероятностно-статистическом подходе, суть которого заключается в обобщении экспериментальных данных методами математической статистики и построении областей флаттера и устойчивости в многомерном пространстве диагностических факторов [1]. Такой подход достаточно хорошо себя зарекомендовал главным образом для схем компрессоров с рабочими лопатками, имеющими антивибрационные полки, для которых накоплен большой объем экспериментальных данных. Однако в случае его использования применительно к лопаткам широкохордных высоконапорных вентиляторов без бандажных связей между лопатками, т.е. проведения экстраполяции за пределы области параметров, не охватываемой имеющимися сегодня экспериментальными данными, результат представляется далеко не очевидным.

В работе [2] показано, что с помощью экспериментального стенда для исследования нестационарных явлений в аэродинамических решетках турбомашин, определив для периферийного сечения лопатки коэффициенты нестационарных аэродинамических характеристик, перекрестных аэродинамических характеристик, взаимных аэродинамических связей, возможно осуществить подход к численному прогнозированию решетчатого флаттера лопаток как в услови-

ях их безотрывного, так и срывного обтекания.

В работе [3] предложено выполнять оценку коэффициента аэродинамического демпфирования лопатки путем численного решения уравнений Навье-Стокса для плоского сечения, соответствующего 90% высоты лопатки. Такой подход, однако, существенно упрощает расчетную модель, т.к. используются 2D расчеты и, как нам кажется, не может быть в полной мере применим для лопаток компрессоров ввиду различной закрутки сечений и кривизны профиля.

Также следует отметить, что это периферийное сечение в работах [2, 3] выбрано преимущественно на основе статистических данных для эксплуатируемых компрессоров с рабочими лопатками, имеющими антивибрационные полки.

В настоящей работе для прогнозирования флаттера используется метод 3D расчета работы нестационарных аэродинамических сил, действующих на колеблющиеся в потоке лопатки, позволяющий напрямую оценивать количество подводимой энергии к рабочей лопатке компрессора и её знак (т.е. направление подвода — от потока к лопатке или от лопатки к потоку) и прогнозировать области её неустойчивости к флаттеру.

1. Методика проведения расчётов

В настоящей работе будем исходить из предположения о том, что влияние потока на собственные формы и частоты колебаний

лопатки невелико. Это предположение справедливо в случае, когда лопатки жёсткие и возмущения, вызываемые в потоке колебаниями лопаток, не оказывают существенного обратного действия на лопатки. Таким образом, поток воздуха приводит лишь к малому дополнительному демпфированию колебаний (в случае устойчивости) или, наоборот, к дополнительной подкачке энергии из потока (в случае флаттера), но не к изменению форм и частот колебаний.

Запишем уравнение изменения кинетической энергии лопатки в системе координат, связанной с вращающимся диском:

$$\frac{dE(t)}{dt} = A(t), \quad (1)$$

где $E(t)$ — суммарная кинетическая энергия, $A(t)$ — работа всех внутренних и внешних сил. Пренебрегая конструкционным демпфированием лопатки, работа совершается лишь силами давления, распределёнными по её поверхности. Тогда изменение кинетической энергии за период колебаний определяется так:

$$\Delta E = W = \int_{t_0}^{t_0+T} \int_S \vec{p}(x, y, z, t) \cdot \vec{v}(x, y, z, t) ds dt, \quad (2)$$

где $T=1/\omega$ - период колебаний лопатки (ω - частота колебаний), S - поверхность лопатки, p - вектор давления в потоке, v - скорость движения точек лопатки.

Далее, поскольку влияние потока на колебания мало, то работа, совершаемая на истинных (усиливающихся или затухающих) колебаниях лопатки в потоке мала:

$$|W| \ll I. \quad (3)$$

Работа, совершаемая на гармонических колебаниях, отличается от истинной работы лишь на величину второго порядка малости, которой будем пренебрегать. Гармонические колебания — собственные колебания лопатки в пустоте — рассчитываются в стандартных прочностных пакетах и считаются известными. Работа стационарной составляющей давления на гармоническом колебании равна нулю, поэтому под давлением p в (2) будем подразумевать его нестационарную часть.

Таким образом, предлагаемый подход состоит в определении интегральной величины работы, совершаемой нестационарным давлением на заданных перемещениях лопатки за один цикл колебаний.

Критерием неустойчивости к флаттеру является неравенство

$$W > 0, \quad (4)$$

что соответствует положительной работе, совершаемой силами давления на периоде собственных колебаний лопатки.

Процедура вычисления работы нестационарных сил давления базируется на газодинамическом расчете всего компрессора (вентилятора) на этапе аэродинамического проекта. Рассматривается конечно-объёмная модель газодинамического тракта одного, трех или пяти подряд стоящих профилей рабочих лопаток одной ступени (рис. 1). Для проведения нестационарного расчета обтекания профилей используются граничные условия на входе и выходе в данную ступень из стационарного газодинамического расчета всего компрессора (вентилятора) с осреднёнными по окружности параметрами. Осреднение параметров проводится для исключения влияния аэродинамических следов направляющих аппаратов (резонансных колебаний). При этом каждому профилю задаются перемещения для соответствующей расчетной формы колебаний с определенным значением узловых диаметров:

$$\vec{u}(x, y, z, t) = A \cdot \sin \omega t \cdot (L_n(x, z)), \quad (5)$$

где A и ω — амплитуда и частота колебаний лопатки, $L_n(x, z)$ — интерполяционный многочлен Лагранжа 10-й степени, построенный для собственной формы колебаний (с помощью этого многочлена происходит передача рассчитанной формы колебаний в CFD-расчёт).

Для задания впередбегущей волны деформаций, присущей решетчатому флаттеру [4], для соседних с центральной лопаткой профилей учитываются соответственно запаздывания $\sin \omega t - \alpha$ и опережения $\sin \omega t + \alpha$ по времени изменения амплитуд колебаний в соответствии с характерным для данного узлового диаметра сдвигом фаз.

В соответствии с изложенной методикой процедура расчёта на флаттер разбивается на следующие этапы:

1. Расчёт собственных частот и форм колебаний и построение интерполяционных многочленов для каждой формы.

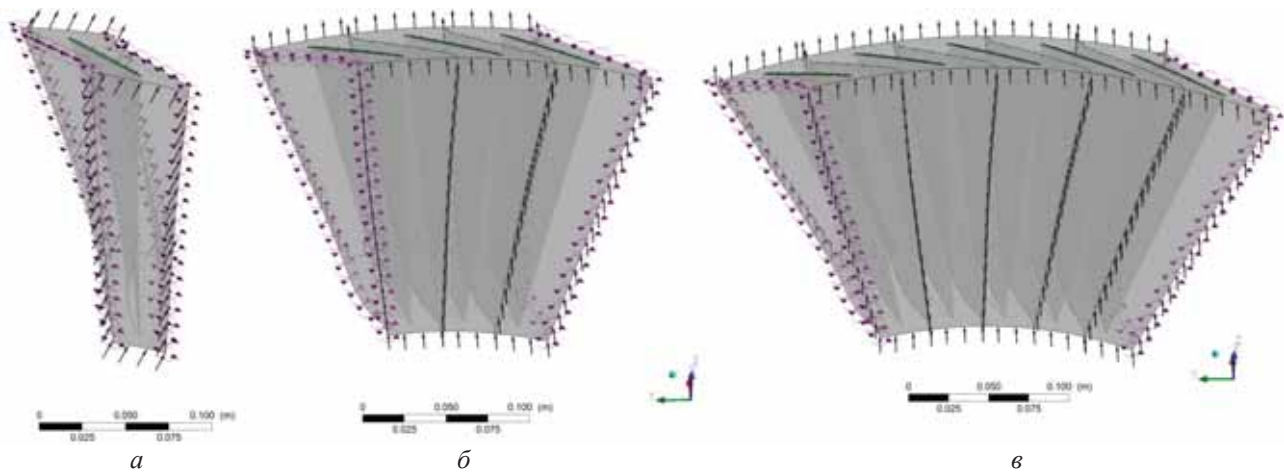


Рис. 1. Модели одной (а), трёх (б) и пяти (в) подряд стоящих лопаток

2. Расчёт стационарного течения в компрессоре.
3. Нестационарный расчёт течения при колебаниях лопаток (поверхности газодинамической сетки) по заданному закону.
4. Вычисление работы нестационарных сил давления (2) и проверка критерия (4).

Пункты 3 и 4 выполняются для каждой формы колебаний, потенциально неустойчивой к флаттеру. Для получения чисто гармонического отклика потока на колебание лопатки работа вычислялась на последнем из нескольких просчитанных периодов колебаний. Как правило, трёх периодов колебаний достаточно для получения гармонического отклика (см. п. 2.4).

Расчёты собственных частот и форм выполняются в пакете Ansys Mechanical, газодинамические расчёты — в Ansys CFX. Решаются уравнения Навье-Стокса, осреднённые по Рейнольдсу, с моделью турбулентности $k-\varepsilon$. Для построения интерполяционных многочленов и вычисления работы сил давления было создано специализированное программное обеспечение.

В настоящей работе представлены результаты, полученные на моделях РК первой и второй ступеней эксплуатируемого вентилятора. Каждое из РК исследовано в двух модификациях:

- РК 2-й ступени — в бандажированном и небандажированном (без опирания по бандажным полкам) вариантах. При испытаниях бандажированное колесо показало устойчивость к флаттеру, на небан-

дажированном колесе наблюдался флаттер лопаток в широком диапазоне частот вращения ротора. Моделирование проводилось на одной частоте вращения ротора — 80%.

- РК 1-й ступени — бандажированное. Исследование проводилось на приведенных частотах вращения 77 и 100%. При натурных испытаниях на 77 % (94 % физической частоты вращения) зафиксирован флаттер лопаток, на 100% — устойчивость.

На моделях РК 2-й ступени проводилось исследование сходимости метода и особенности его реализации (число моделируемых лопаток, амплитуды колебаний и др.). Также проведено сравнение с экспериментальными данными. Эти результаты, представленные в настоящей работе, в целом являются законченными.

На моделях РК 1-й ступени проводилось исследование влияния физических факторов: формы колебаний лопаток, влияние монтажного натяга в бандажных полках, торцевого зазора, угла атаки входного потока и др.

2. Исследование сходимости и влияния параметров расчёта

Исследование сходимости и влияния параметров численного решения проводилось на модели одной лопатки консольной ступени. На границах расчётной области, сопрягаемых с соседними лопатками, задавалось условие циклической симметрии.

В качестве “базовых” параметров расчёта были приняты следующие. Вычисления

проводились с обычной точностью (все величины хранятся в переменных типа float). Шаг по времени задавался так, чтобы на один период колебаний приходилось 100 шагов. Рассчитывались три периода, на последнем из которых (т.е. на шаге 200...300) вычислялась работа. Среднеквадратичная невязка (RMS) при решении системы уравнений на каждом шаге по времени равна $5 \cdot 10^{-5}$ (максимальная невязка при этом была порядка 10^{-3}). Число внутренних итераций на каждом шаге по времени было не менее 10 и не более 100. Размер сетки – около 200000 контрольных объёмов.

Работа, вычисленная при указанных параметрах для первой формы колебаний (рис. 2), показана на рис. 3 под номером 1. В процессе исследования сходимости проводились вычисления с одним из параметров, взятым с более высокой точностью. Работа, вычисленная на последнем периоде колебаний при разных параметрах расчёта, приведена на рис. 3 под номерами 2...8.

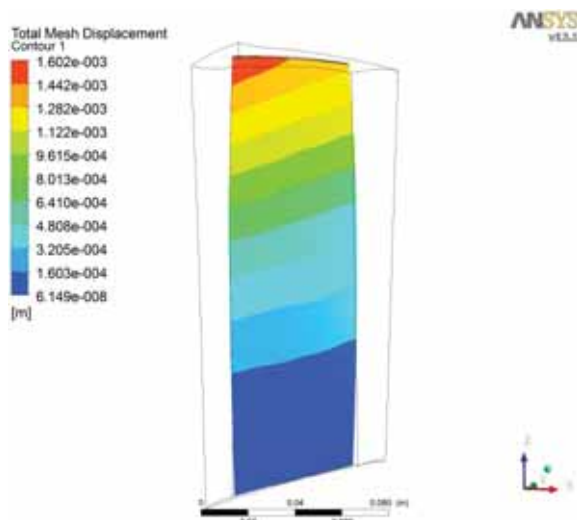


Рис. 2. Первая собственная форма колебаний консольного РК 2-й ступени вентилятора
Influence of numerical effects

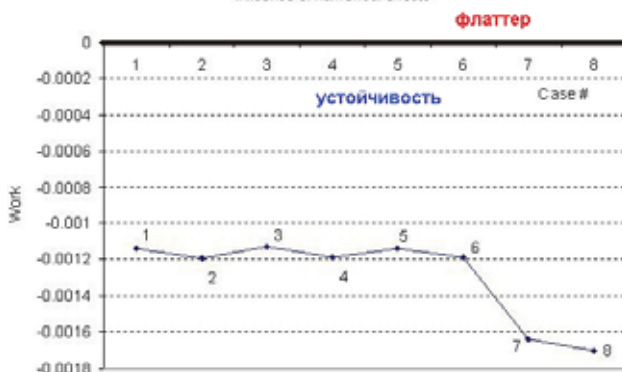


Рис. 3. Влияние численных эффектов на работу нестационарных аэродинамических сил

2.1. Точность решения нестационарной аэродинамической задачи. Проведены вычисления с двойной точностью (все переменные в процессе расчёта имеют тип double). Результаты показаны на рис. 3 под номером 2.

2.2. Сходимость по временным шагам. Проведены вычисления с уменьшенным в 4 раза шагом по времени. Таким образом, на один период приходится 400 итераций, на полное время расчёта (3 периода) — 1200 итераций. Результаты показаны на рис. 3 под номером 3.

2.3. Невязка. Достижение сходимости по невязке проверялось одновременно с уменьшением шага по времени. Под номером 4 на рис. 3 показан результат расчёта при вдвое уменьшенном шаге по времени (600 итераций за полное время расчёта) и максимальной невязке (MAX) 10^{-4} (среднеквадратичная невязка при этом была порядка 10^{-6}).

2.4. Число периодов колебаний. Для проверки достаточности трёх периодов колебаний при установлении работы сил давления был проведен расчёт с тремя дополнительными периодами. Таким образом, работа вычислялась на шестом периоде колебаний. Результаты показаны на рис. 3 под номером 5.

2.5. Сходимость по сетке. Были проведены расчёты на сетке, состоящей из 215000, 430000 и 800000 контрольных объёмов. Для сохранения условия устойчивости на сетке с 800000 объёмами шаг по времени уменьшен в 2 раза, соответственно, на полное время расчёта приходится 600 итераций. Результаты показаны на рис. 3 под номерами 6, 7 и 8.

Как видно на рис. 3, работа сил давления, вычисленная для последнего периода колебаний, при увеличении точности всех параметров расчёта, кроме размерности сетки, меняется незначительно, что говорит о достаточности принятых базовых параметров расчёта. Размерность сетки влияет более существенно.

Кроме того, были проведены расчеты на 3-лопаточной модели РК 2-й ступени вентилятора по влиянию следующих параметров моделирования: амплитуды колебаний, числа моделируемых лопаток (сравне-

ние с 5- и 1- лопаточными моделями), уровня турбулентности на входе, монтажного натяга по бандажным полкам, угла атаки, изменения формы колебаний, бегущей волны деформаций, а также моделирования торцевого зазора и бандажных полок. Как показали расчетные исследования, существенный вклад в величину подводимой работы нестационарных аэродинамических сил оказывают лишь соседние с исследуемой лопаткой лопатки. Этот факт был получен ранее при исследовании аэродинамических коэффициентов влияния при экспериментальном исследовании флаттера на плоских решетках [5].

Далее, при анализе физических параметров моделирования используются указанные выше базовые параметры на моделях из 3 лопаток с воспроизведением впередбегущей волны деформаций с определенным числом узловых диаметров.

3. Результаты расчётов и сравнение с экспериментами

3.1. РК 2-й ступени. Для РК 2-й ступени по четырём низшим формам колебаний вычислены работы сил давления при колебаниях колеса по собственным формам. При этом каждая форма исследовалась в полном диапазоне возможных реализаций чисел узловых диаметров. Колебания задавались в виде бегущей в направлении вращения колеса волны деформаций. Амплитуда колебаний задавалась 0,1 от принятого максимального напряжения в лопатке, равного 10 кгс/мм². На рис. 4 показаны частоты и характер перемещений по низшим формам собственных колебаний РК 2-й ступени вентилятора в условиях различного опирания по бандажным полкам.

На рис. 5 показана работа, вычисленная для рассчитанных форм колебаний небандажированного колеса второй ступени.

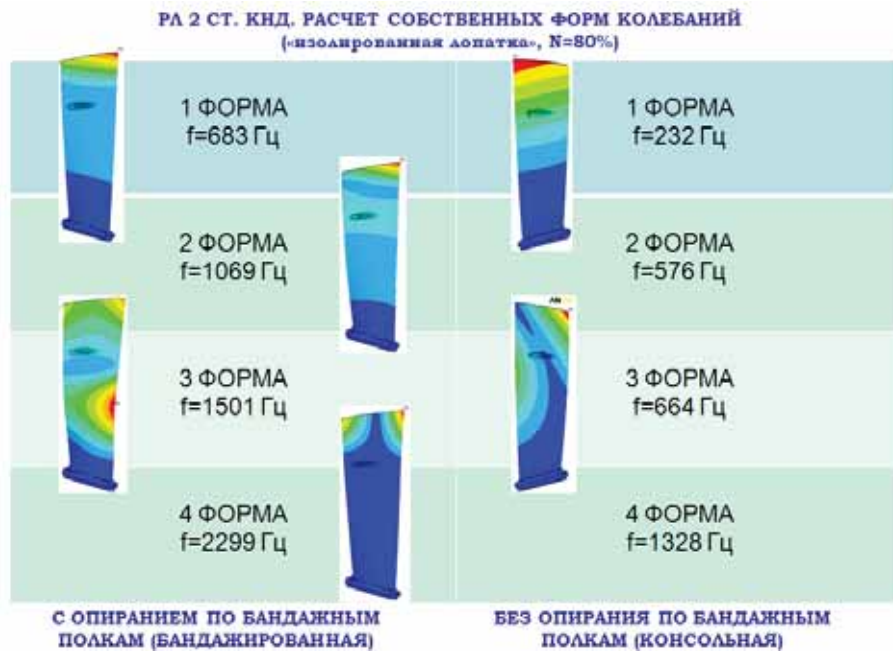


Рис. 4. Собственные низшие формы колебаний небандажированной и бандажированной модификации РК 2-й ступени вентилятора

Работа на первой и четвертой формах отрицательна, на второй и третьей — положительна с 5-11 и 5-16 узловыми диаметрами соответственно. Таким образом, на этом РК должны возбуждаться флаттерные колебания лопаток по второй и третьей формам.

На рис. 6 показана работа, вычисленная для той же ступени, но с бандажированными лопатками. По четырём низшим формам колебаний работа отрицательна. Таким образом, прогнозируется устойчивость РК рассматриваемой ступени.

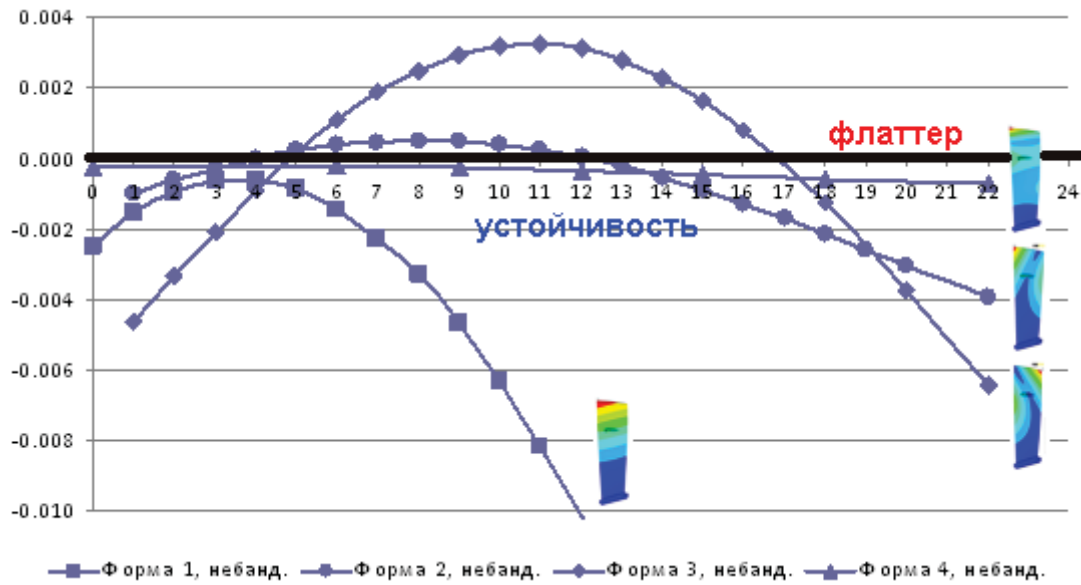


Рис. 5. Зависимость работы нестационарных аэродинамических сил от числа узловых диаметров для небандажированной модификации РК 2-й ступени вентилятора

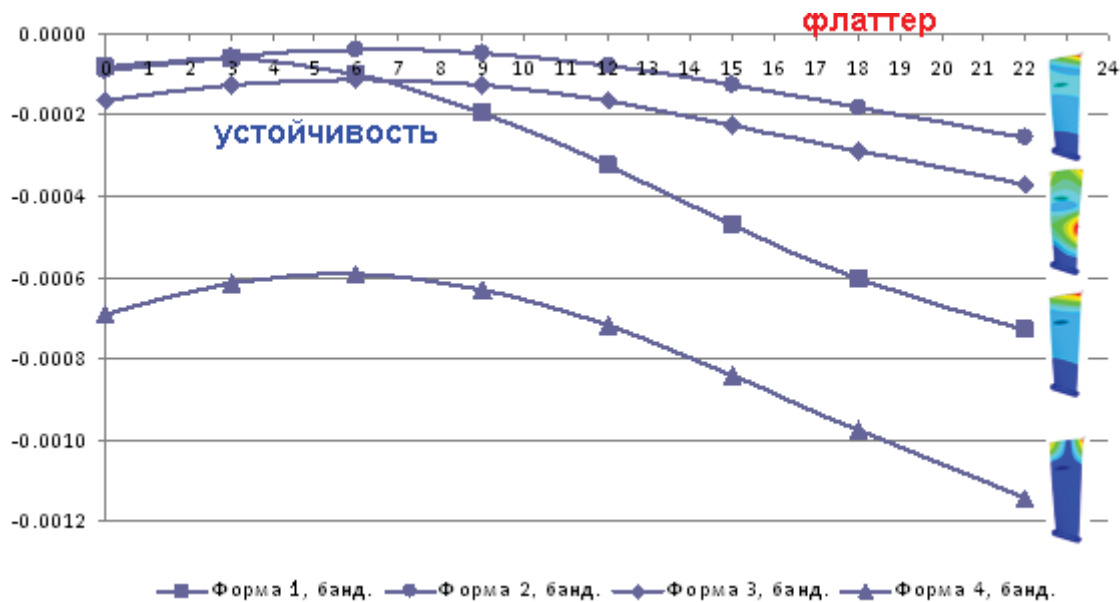


Рис. 6. Зависимость работы нестационарных аэродинамических сил от числа узловых диаметров для бандажированной модификации РК 2-й ступени вентилятора

При тензометрировании бандажированной модификации рабочей лопатки 2-й ступени в составе двигателя при атмосферных условиях на входе во всем диапазоне частот вращения ротора низкого давления флаттер не проявлялся. На расчетном режиме $n_{\phi}=80\%$ реализовались резонансные колебания лопаток по четырем низшим формам с невысоким уровнем амплитуд вибронапряжений (рис. 7).

При тензометрировании небандажированной модификации рабочей лопатки 2-й

ступени в составе двигателя при атмосферных условиях на входе, начиная с частот вращения ротора $n_{\phi}=55\%$, проявлялись нерезонансные колебания по 2, 3, 4-й формам колебаний с высоким суммарным уровнем вибронапряжений (рис. 8,а). Взаимный спектральный анализ сигналов как с «соседних», так и с «дальних» лопаток показал реализацию механизма флаттера по 2-й и 3-й формам колебаний (рис. 8,б). Данное обстоятельство свидетельствует о совпадении экспериментальных и расчетных данных.

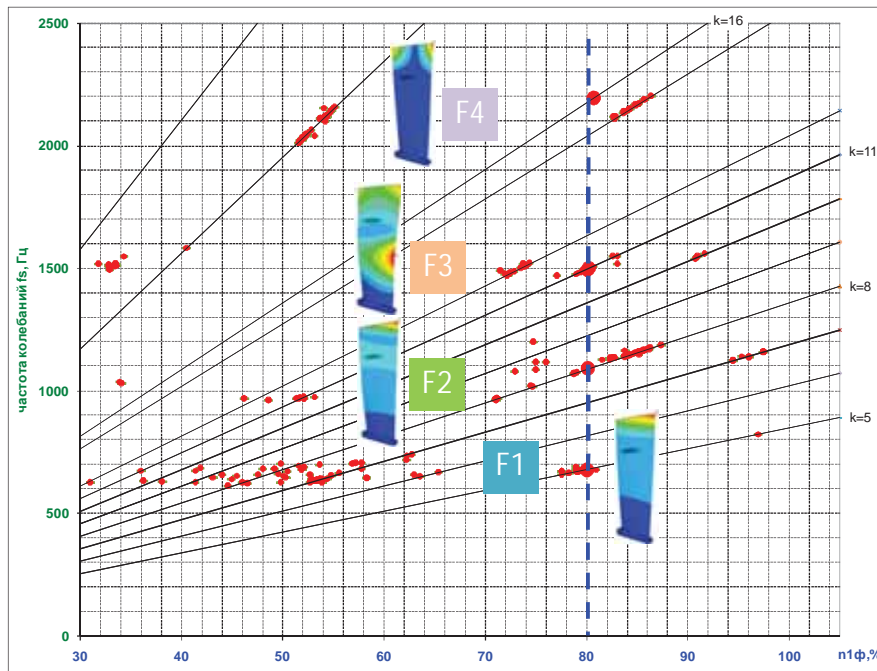


Рис. 7. Результаты тензометрирования бандажированной модификации РК 2-й ступени вентилятора

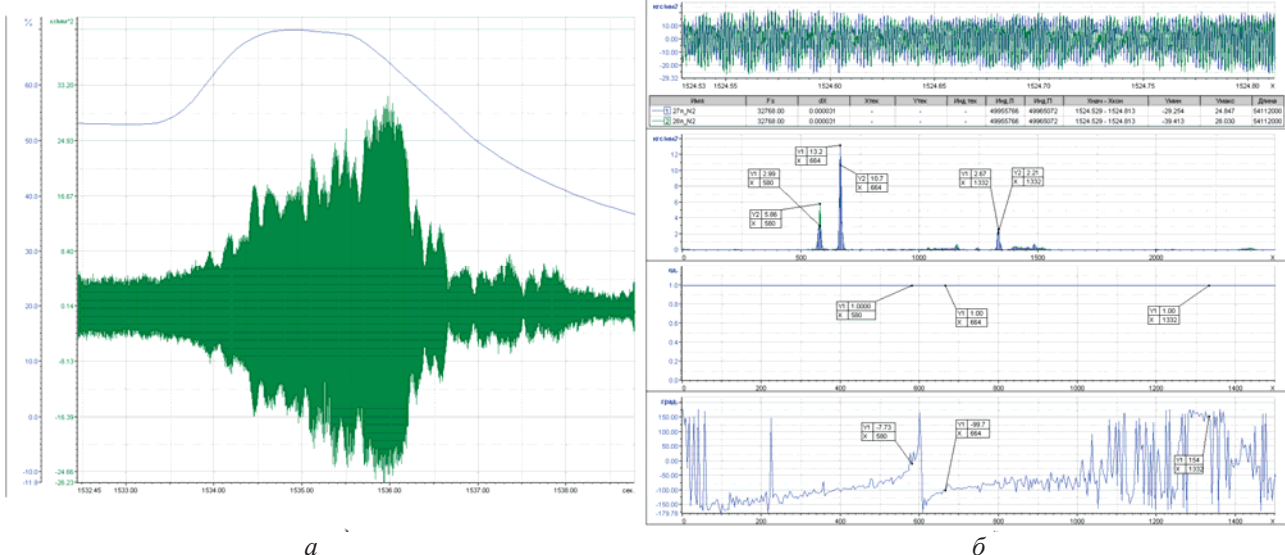


Рис. 8. Результаты тензометрирования небандажированной модификации РК 2-й ступени вентилятора: а - график изменения относительной частоты вращения и осциллограмма сигнала с лопатки; б - осциллограмма, спектрограмма, функция когерентности и сдвиг фаз по сигналам с соседних лопаток

3.2. РК 1-й ступени. Для первого и второго семейства собственных форм колебаний бандажированного РК 1-й ступени были проведены расчеты на устойчивость к флаттеру для двух режимов работы вентилятора: $n_{пр}=77\%$ ($p_{вх}=2,6 \text{ кг/см}^2$, $T_{вх}=150^\circ\text{C}$) и $n_{пр}=100\%$ (Н0 М0).

Оценка необходимости учета монтажного натяга по бандажным полкам при расчете собственных частот и форм колебаний показала влияние данного фактора на знак подводимой работы нестационарных аэродинамических сил, что обусловлено изменением положения узловой линии (рис. 9).

Расчет перемещений по собственным формам колебаний и оценка работы для модели колеса без натяга по бандажным полкам проводились для каждого узлового диаметра. Для форм колебаний с учетом натяга по бандажным полкам учитывался только соответствующий сдвиг фаз между соседними лопатками.

Также была проведена оценка необходимости моделирования бандажной полки в газодинамической модели, при этом она в любом случае учитывалась при расчете собственных форм колебаний. Результаты проведенных расчетов приведены на рис. 10.

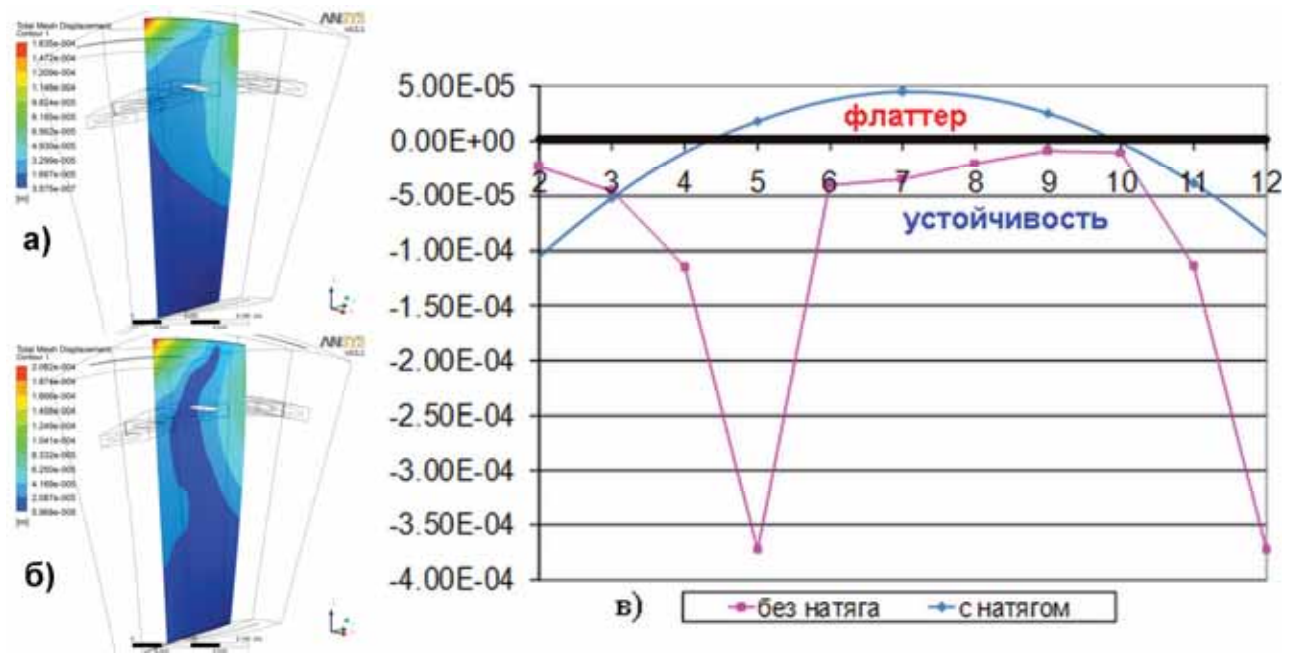


Рис. 9. Влияние монтажного натяга по бандажным полкам РК 1-й ступени вентилятора на реализуемые формы колебаний 2-го семейства собственных форм: а - без учета натяга ($m=9$); б - с учетом натяга; в - и на зависимость работы нестационарных аэродинамических сил от числа узловых диаметров

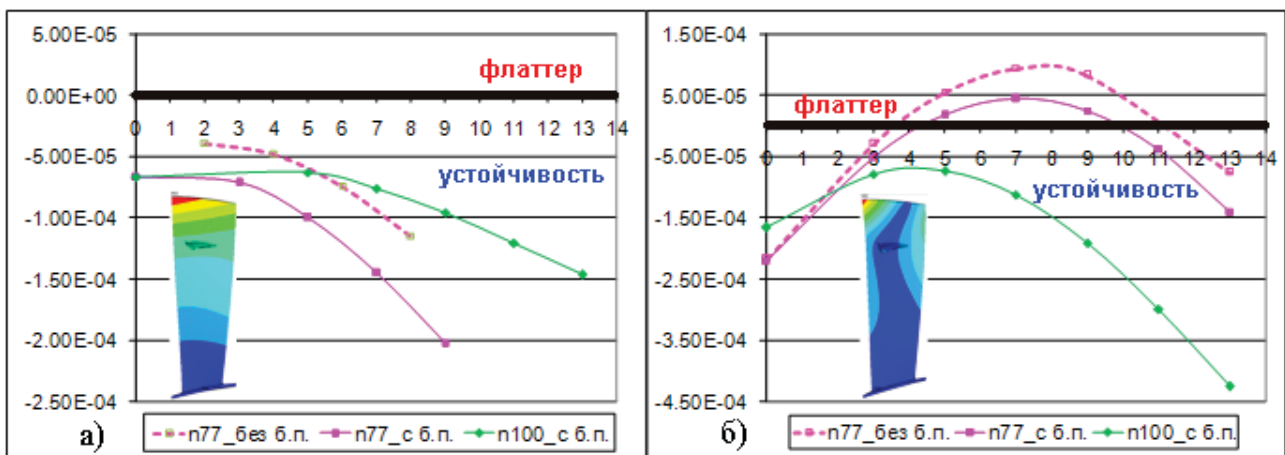


Рис. 10. Зависимость работы нестационарных аэродинамических сил от числа узловых диаметров для различных семейств форм собственных колебаний (а - семейство изгибных форм, б - семейство изгибно-крутильных форм) бандажированного РК 1-й ступени вентилятора и влияние моделирования бандажных полок в газодинамическом пакете

На рис. 10 видно, что моделирование бандажной полки в газодинамическом пакете не сказалось на знаке работы для обоих семейств собственных форм. В области флаттера оказалась форма 2-го семейства при расчете на режиме $n_{пр}=77\%$. Проведенные испытания на автоколебания в ТБК ЦИАМ на режиме $n_{пр}=77\%$ ($p_{вх}=2,6 \text{ кг/см}^2$, $T_{вх}=150^\circ\text{C}$) показали склонность РК 1-й ступени вентилятора к флаттеру по 2-му семей-

ству собственных форм. На рис. 11 приведены диагностические признаки флаттера, реализовавшиеся в виде связанных колебаний системы "лопатки-бандаж-диск-поток" с впередбегущей волной вибродеформаций. Понижение линии рабочих режимов с необходимым запасом позволило отстроиться от данного вида флаттера.

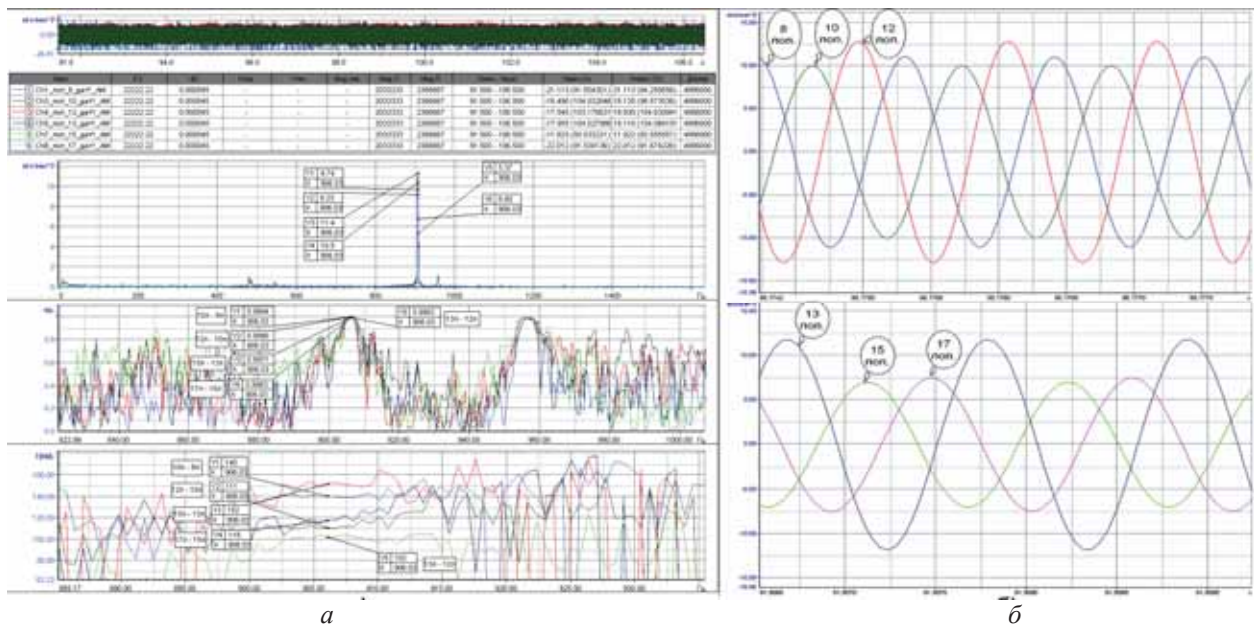


Рис. 11. Результаты тензометрирования бандажированного РК 1-й ступени вентилятора: а - осциллограмма, спектрограмма, функция когерентности и сдвиг фаз по сигналам с соседних лопаток; б - осциллограммы, характеризующие впередбегающую волну вибродеформаций

Выводы

В работе разработан и апробирован метод прогнозирования флаттера лопаток компрессоров ГТД. На примере РК двух ступеней эксплуатируемого вентилятора проведены расчёты нескольких низших форм колебаний на устойчивость к флаттеру на различных режимах и при разных условиях опирания лопаток по бандажным полкам. Результаты совпадают с имеющимися экспериментальными данными. Предлагаемый метод применим к проектированию новых конструкций компрессоров, для которых по результатам расчетов можно определить сечения лопатки, ответственные за подвод энергии, перепрофилировать их и таким образом устранить предпосылки для возникновения флаттера.

Работа частично поддержана грантами РФФИ 10-01-00256 и НШ-4810.2010.1.

Библиографический список

1. Локштанов, Е.А. Статистическое прогнозирование флаттера лопаток турбомашин [Текст] / Е.А. Локштанов, В.М. Михайлов, А.А. Хориков // Аэроупругость лопаток тур-

бомашин. – Киев: Наукова думка, 1980. - С. 73–81.

2. Стельмах, А.Л., Зиньковский А.П., Стельмах Я.А. Экспериментально-расчетное исследование динамической устойчивости изгибно-крутильных колебаний компрессорных лопаток при безотрывном и срывном обтекании. Сообщ. 3. Взаимные аэродинамические связи [Текст] / А.Л. Стельмах, А.П. Зиньковский, Я.А. Стельмах // Пробл. прочности. - 2010. - № 3. - С. 89 - 99.

3. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях [Текст]: научное издание / В.Г. Августиневич, Ю.Н. Шмотин [и др.] - М.: Машиностроение, 2005. - 536 с.

4. Сачин, В.М. Исследование фазовых характеристик связанных колебаний лопаток компрессоров в потоке [Текст] / В.М. Сачин, А.А. Хориков, А.Г. Шатохин // Тр. ЦИАМ. - № 953. - С. 287 - 296.

5. Самойлович, Г.С. Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания решеток турбомашин [Текст] / Г.С. Самойлович - М.: Наука, 1969. - 444 с.

3D MODELING OF BLADE FLUTTER IN MODERN GAS TURBINE ENGINES

© 2011 V. V. Vedeneev¹, M. E. Kolotnikov², P. V. Makarov², V. V. Firsanov³

¹Faculty of Mechanics and Mathematics Lomonosov Moscow State University

²Federal State Unitary Enterprise "Gas-Turbine Engineering Research and Production Center "Salut", Moscow

³Moscow Aviation Institute (State University of Aerospace Technologies)

Flutter of jet engine compressor blades is modeled using a new approach based on energy method. Flutter calculations of 1st and 2nd compressor stages are conducted for different engine regimes and different boundary conditions at mid-span shroud. Results are verified by experimental data. This method can be applied for blade flutter modeling and suppression of novel engine designs.

Flutter, stability, unsteady aerodynamic loads, blade, nodal diameter.

Информация об авторах

Веденеев Василий Владимирович, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры гидромеханики механико-математического факультета МГУ им. М.В. Ломоносова. E-mail: vasily@vedeneev.ru. Область научных интересов: аэроупругость.

Колотников Михаил Ефимович, доктор технических наук, профессор, генеральный конструктор ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют». E-mail: kolotnikov@salut.ru. Область научных интересов: прочность.

Макаров Павел Вячеславович, начальник отдела прочности ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют». E-mail: kbpr@salut.ru. Область научных интересов: аэроупругость.

Фирсанов Валерий Васильевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Машиноведение и детали машин» Московского авиационного института (Национального исследовательского университета). E-mail: k906@mai.ru. Область научных интересов: прочность.

Vedeneev Vasily Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, associate professor, department of hydromechanics, Faculty of Mechanics and Mathematics, Lomonosov Moscow State University. E-mail: vasily@vedeneev.ru. Area of research: aeroelasticity.

Kolotnikov Mikhail Efimovich, doctor of technical science, professor, chief designer of Federal State Unitary Enterprise "Gas-Turbine Engineering Research and Production Center "Salut", Moscow. E-mail: kolotnikov@salut.ru. Area of research: strength.

Makarov Pavel Vyacheslavovich, chief of strength department of Federal State Unitary Enterprise "Gas-Turbine Engineering Research and Production Center "Salut", Moscow. E-mail: kbpr@salut.ru. Area of research: aeroelasticity.

Firsanov Valeriy Vasilevich, doctor of technical science, professor, chair of engineering science and machinery department, Moscow Aviation Institute (State University of Aerospace Technologies). E-mail: k906@mai.ru. Area of research: strength.

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ НА ТЕМПЕРАТУРУ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ЗАГОТОВОК ИЗ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ

© 2011 В. Н. Трусов, Д. Л. Скуратов, О. И. Законов, В. В. Шикин

Самарский государственный технический университет

Проведен анализ тепловых процессов в зоне резания при фрезеровании методом конечных элементов, получены картины распределения тепловых потоков и значения температуры обработанной поверхности для различных материалов и режимов резания.

Температура резания, фрезерование, высокоскоростная обработка, распределение тепловых потоков, аналитический расчет, метод конечных элементов.

В современном авиадвигателестроении при производстве деталей предъявляются повышенные требования как к производительности, так и к точности и качеству сформированных поверхностей. При фрезеровании в наибольшей степени этим требованиям удовлетворяет высокоскоростное резание. Этот процесс благодаря высоким скоростям относительного перемещения инструмента и заготовки, а также малым силовым нагрузкам в зоне их контакта, позволяет перераспределить тепловые потоки между заготовкой, стружкой и инструментом. Снижение силовой и тепловой напряженности процесса скоростного фрезерования позволяет использовать его даже на окончательных операциях обработки. Наиболее важным при анализе тепловых процессов является определение количества тепла, поступающего в режущий инструмент и деталь, поскольку это влияет на стойкость инструмента и качество поверхностного слоя детали.

Значительное влияние на относительное распределение тепла между стружкой, инструментом и заготовкой при обработке оказывают физико-механические свойства материала детали и режимы резания.

При традиционной обработке в заготовку может поступать до 47% теплоты, а в инструмент до – 4,5%. В процессе ВСО через инструмент отводится до 20% тепла, а в заготовку поступает только 5% [1,2]. При решении поставленной задачи руководствовались схемой распределения тепловых потоков в соответствии с рис.1 [3].

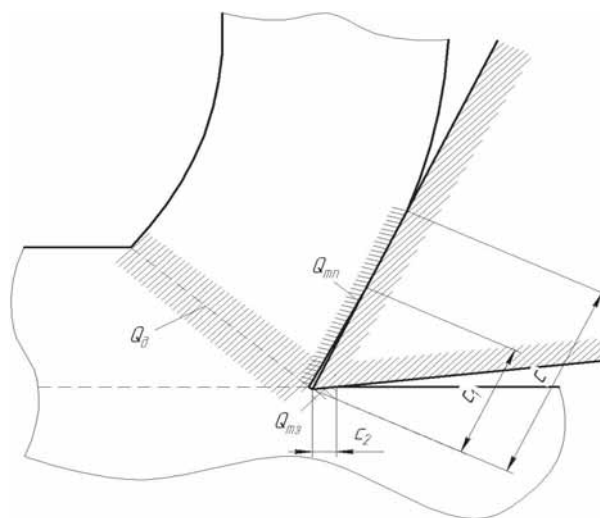


Рис. 1. Источники образования тепла в зоне резания

Аналитические методы расчета тепловых потоков и температур, разработанные А.Н. Резниковым [4], дают удовлетворительное совпадение с практикой в диапазоне скоростей резания до 200 м/мин для различных методов обработки, в том числе и фрезерования. Но для распределения температур при высокоскоростном резании они не получили распространения.

В связи с этим для определения температуры при более высоких скоростях обработки в работе использовался метод конечных элементов, позволяющий получить картину распределения температур в зоне резания. При этом в качестве программного обеспечения метода конечных элементов был выбран комплекс ANSYS [5].

Рассмотрено фрезерование заготовок специальной дисковой трехсторонней фрезой со сменными многогранными пластина-

ми квадратной формы из твердого сплава ВК8, диаметр фрезы 300 мм, число зубьев $z=10$.

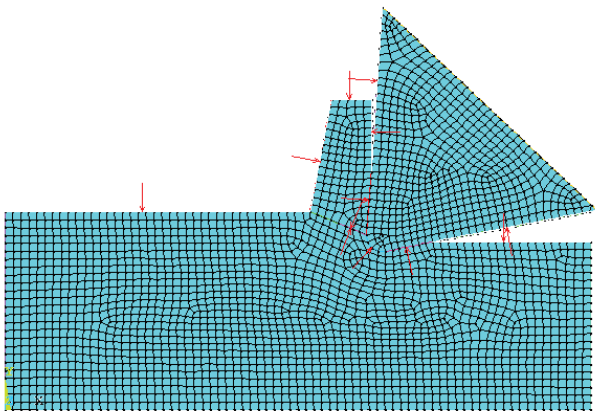


Рис. 2. Конечно-элементная модель с приложенными нагрузками

При решении были рассмотрены представители групп наиболее широко используемых в авиастроении обрабатываемых материалов, такие как сталь 30ХГСА,

титановый сплав ВТ9 и алюминиевый сплав Д16Т. В качестве инструментального материала рассмотрен твердый сплав ВК8 и Т15К6. Начальная температура полагалась равной нормальной температуре окружающей среды 20°C. В качестве нагрузок к модели прикладывались тепловые потоки, рассчитанные по формулам А.Н. Резникова [4] для поверхностей контакта стружки и инструмента, заготовки и инструмента, а также по линии сдвига. Время решения рассчитывалось в зависимости от режимов обработки. На рис. 2. представлена конечно-элементная модель с приложенными тепловыми потоками и конвекцией.

Было проанализировано распределение температур в зоне обработки для диапазонов скорости резания $v = 50 - 500$ м/мин, при этом подача составляла $S_z = 0,1$ мм/зуб и глубина $t = 1$ мм.

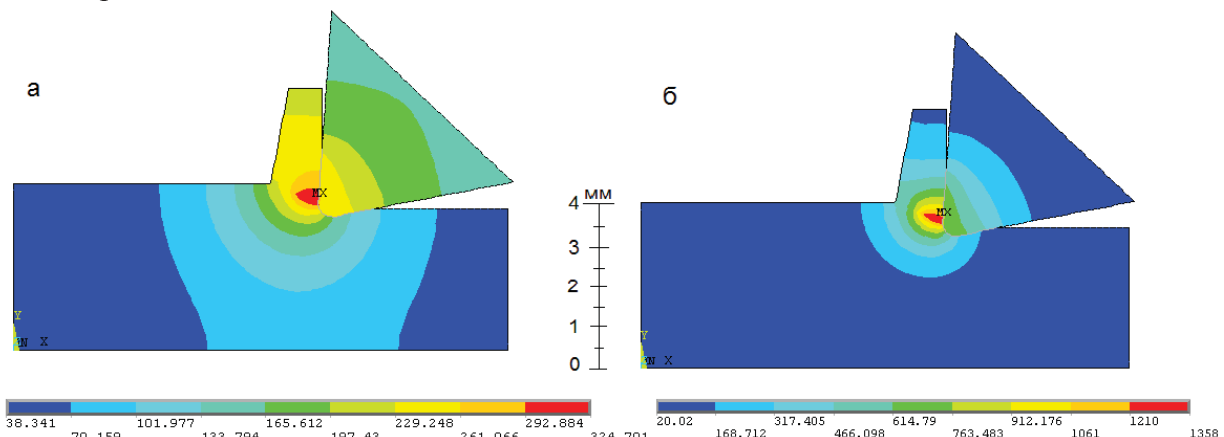


Рис.3. Распределение температур при обработке титанового сплава ВТ9 пластинами из твердого сплава ВК8: а – $v=50$ м/мин; б – $v=400$ м/мин

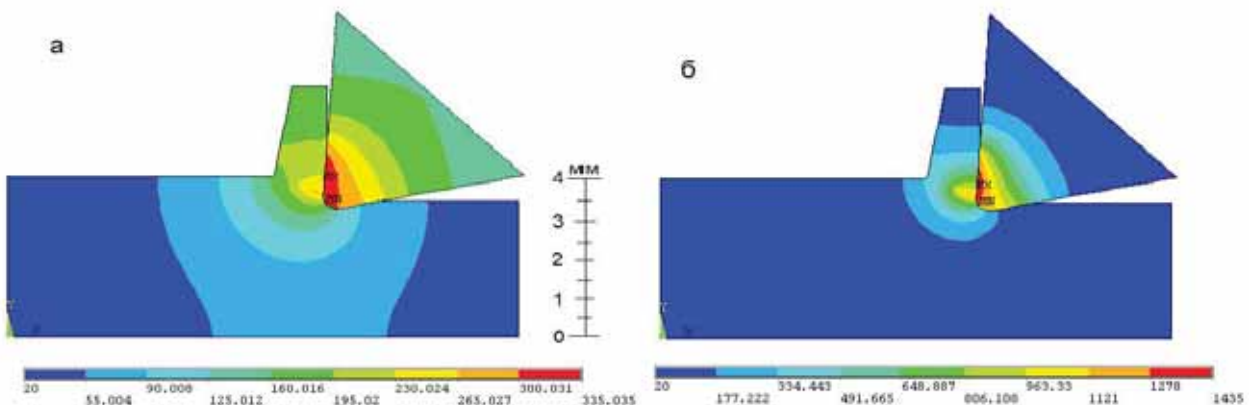


Рис.4. Распределение температур при обработке стали 30ХГСА пластинами из твердого сплава Т15К6: а – $v=50$ м/мин; б – $v=400$ м/мин

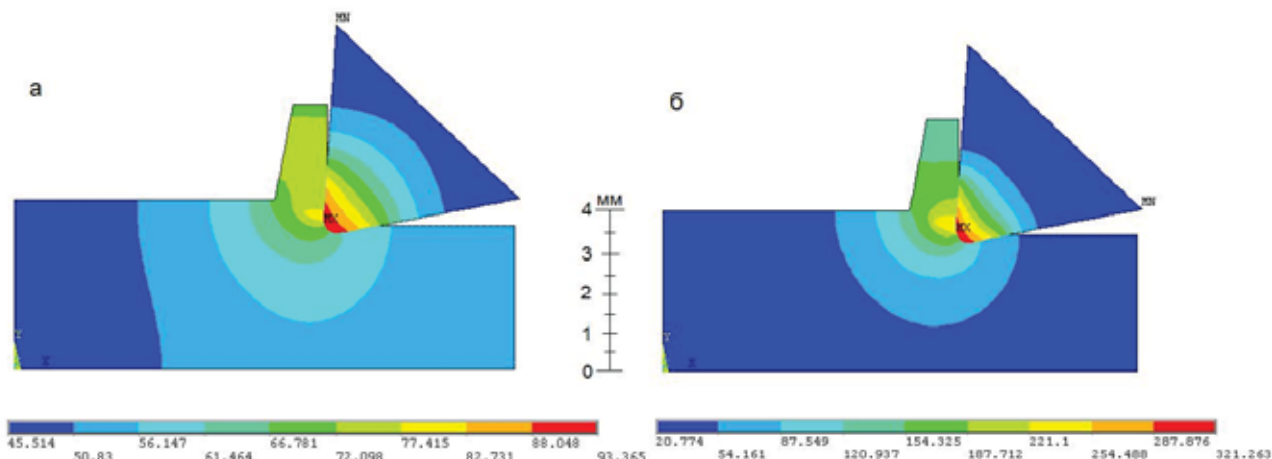


Рис.5. Распределение температур при обработке алюминиевого сплава Д16Т пластинами из твердого сплава Т15К6: а – $v=50$ м/мин; б – $v=400$ м/мин

Расчеты показывают, что при скорости 50 м/мин деталь прогрелась на большую глубину, а на площадке контакта режущего клина с заготовкой имеется область максимального нагрева. При скорости 400 м/мин область максимального нагрева значительно меньше, при этом за счет высокой скорости тепло не успевает распространиться на большую глубину в заготовку. Тем не менее увеличение скорости резания приводит к росту температуры на поверхности детали, несмотря на то, что интенсивность тепловых потоков в деталь резко снижается (см. рис. 3-5). Это соответствует теоретическим предположениям, выдвинутым ранее.

На рис. 6 приведены графики зависимости температуры на поверхности заготовок из различных обрабатываемых материалов.

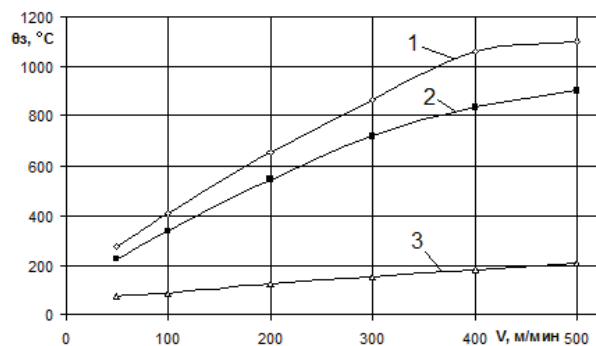


Рис.6. Зависимость температуры на поверхности заготовок от скорости резания:
1- VT9, 2- 30XГСА, 3- Д16Т

Как видно из графиков, при увеличении скорости максимальная температура в зоне резания увеличивается, температура растет практически линейно – это связано с быстротечностью процессов срезания материала и невозможностью материала нагреться до точки насыщения.

При увеличении скорости резания до 500 м/мин и выше температура резания продолжает расти до высоких значений, не нашедших подтверждения в литературе. Скорее всего это связано с тем, что методика расчета, предложенная Резниковым А.Н., не учитывает всех процессов и явлений происходящих при высокоскоростном фрезеровании материалов, хотя представленная методика дает хорошее сходство результатов (до скорости 300 м/мин) экспериментальных исследований с результатами, полученными при теоретических расчетах, так например при фрезеровании титанового сплава VT9 расхождение расчетов составляет до 8% при принятой скорости резания до 300 м/мин и более 10-15% – при более высоких скоростях. Аналогичная картина наблюдается при обработке стали 30XГСА. Расхождение расчетных значений при обработке алюминиевого сплава Д16Т не столь велико – порядка 5-10%, что связано с меньшим уровнем температур при обработке данного материала. Это связано с высокой теплопроводностью алюминия. Тепло, возникающее в зонах теплообразования,

достаточно быстро проникает вглубь заготовки, тем самым равномерно распределяясь по объему металла.

Исследования температуры были проведены также при изменении глубины резания от 0,25 мм до 1 мм и подачи от 0,05

мм/зуб до 0,1 мм/зуб. На рис. 7-9 приведены графики изменения температуры резания в зависимости от глубины резания и подачи для различных материалов.

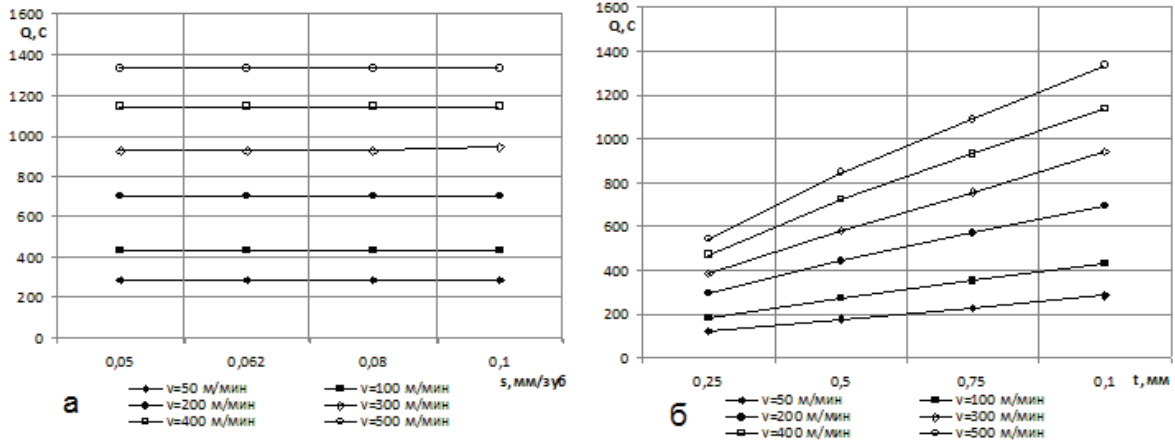


Рис. 7. Зависимости температуры резания от: а – подачи на зуб, б- глубины резания при обработке титанового сплава ВТ9 с различными скоростями резания

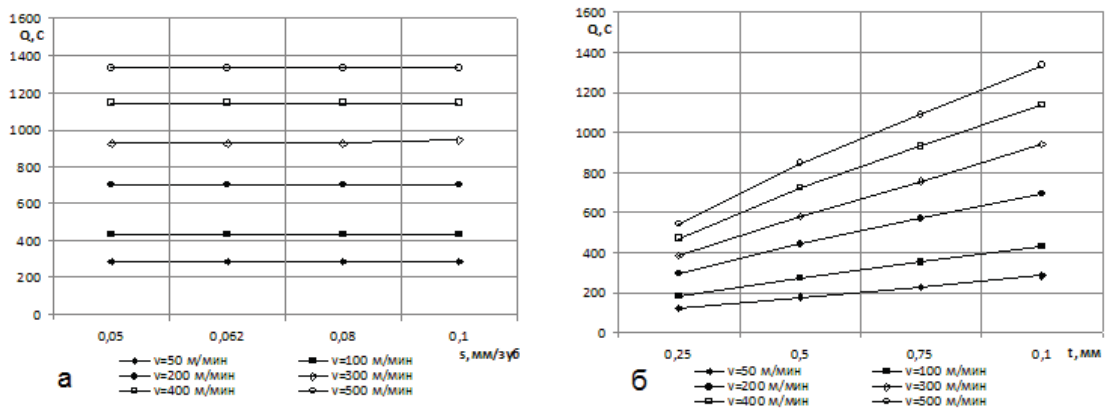


Рис. 8. Зависимости температуры резания от: а – подачи на зуб, б- глубины резания при обработке стали 30ХГСА с различными скоростями резания

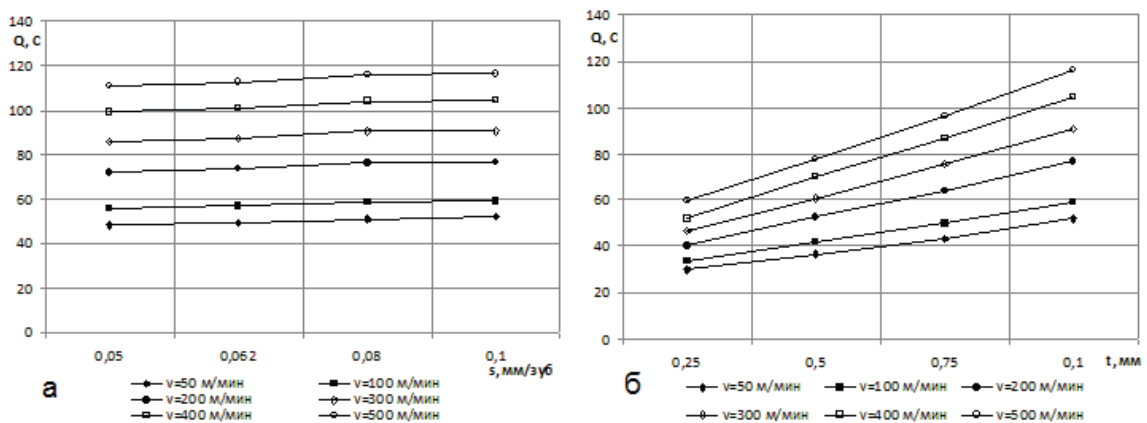


Рис. 9. Зависимости температуры резания от: а – подачи на зуб, б- глубины резания при обработке алюминиевого сплава Д16Т с различными скоростями резания

Из графиков рис. 7-9 видно, что при увеличении глубины резания температура растёт, так как растут силы резания. Силы резания, в свою очередь, увеличиваются из-за увеличения толщины срезаемого материала. Так же увеличивается время контакта инструмента с заготовкой, что приводит к повышению температуры в зоне резания.

При увеличении подачи температура в зоне резания незначительно, но растёт. Это связано с тем, что, с одной стороны повышение подачи ведёт к увеличению сечения срезаемого слоя, а следовательно к повышению сил резания и интенсивности тепловых потоков. С другой стороны, увеличение подачи ведёт к сокращению времени контакта инструмента и детали, а следовательно, к сокращению времени действия источников теплоты и снижению температуры.

При этом максимальные температуры на поверхности заготовок могут достигать значительных величин, превышающих температуры структурно-фазовых превращений.

На рис. 6 приведены графики зависимости температуры на поверхности заготовок из различных обрабатываемых материалов. При помощи данного графика можно определить температуру при обработке с различными скоростями резания, это необходимо при назначении режимов резания для учета теплового воздействия на заготовку и

предотвращения структурно-фазовых превращений материала.

Данные исследования проведены методом конечных элементов с использованием литературных данных. При наличии параметров процесса (силы резания, усадка стружки, угол сдвига и т.п.), полученных экспериментальным путем, точность расчетов должна повыситься, а конечный результат более точно отражать сущность процессов, происходящих в зоне резания при высокоскоростном фрезеровании.

Библиографический список

1. Виттингтон, К. Высокоскоростная механообработка [Текст] /К. Виттингтон, В. Власов // САПР и графика - 2002. - №10. - С. 107-113.
2. Den Beschluss der thermischen Probleme bei dem trocknen Hochgeschwindigkeitsfräsen des Stahls [Text] / T. Skopecek [at al] // Werkstatt und Betrieb. - 2003. - №.5 - P. 10-14.
3. Бобров, В.Ф. Основы теории резания металлов [Текст] / В.Ф. Бобров. - М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.
4. Резников, А.Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов [Текст] / А.Н. Резников - М.: Машиностроение, 1981. – 279 с.
5. Каплун, А.Б. ANSYS в руках инженера [Текст]: практическое руководство / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева. - М.: УРСС, 2004. - 272 с.

CALCULATION OF CUTTING TEMPERATURE AT MILLING OF PURVEYANCES FROM HARD-PROCESSING MATERIALS

© 2011 V. N. Trusov, D. L. Skuratov, O. I. Zakonov, V. V. Shikin

Samara state technical university

The analysis of thermal processes is conducted in the area of cutting at milling of eventual elements a method, the pictures of distributing of thermal streams and value of temperature of the treated surface are got, for different materials.

Cutting temperature, milling, high-speed treatment, distributing of thermal streams, analytical calculation, method of eventual elements.

Информация об авторах

Трусов Владимир Николаевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Инструментальные системы и сервис автомобилей» Самарского государственного технического университета. Тел.: (846) 332-45-83. E-mail: isap@samgtu.ru. Область научных интересов: структурно-параметрическая оптимизация технологических процессов механической обработки, процессы абразивной и лезвийной обработки.

Скуратов Дмитрий Леонидович, доктор технических наук, профессор кафедры «Инструментальные системы и сервис автомобилей» Самарского государственного технического 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.

Законов Олег Игоревич, аспирант кафедры «Инструментальные системы и сервис автомобилей» Самарского государственного технического университета. Тел.: (846) 333-34-53. E-mail: o_z@bk.ru. Область научных интересов: Процессы лезвийной обработки, высокоскоростная обработка, расчеты методом конечных элементов.

Шикин Владимир Васильевич, магистр техники и технологий Самарского государственного технического университета. E-mail: Greatpetrovich@rambler.ru. Область научных интересов: высокоскоростное фрезерование, расчеты методом конечных элементов.

Trusov Vladimir Nikolaevich, doctor of technical sciences, professor, manager by a department the «Instrumental systems and service of cars» of the Samara state technical university. Phone: (846) 332-45-83. E-mail: isap@samgtu.ru. Area of research: structural-self-reactance optimization of technological processes of tooling, processes of abrasive and cutting treatments.

Skuratov Dmitry Leonidovich, doctor of technical sciences, professor of department the «Instrumental systems and service of cars» of the Samara state technical university. Phone: (846) 332-45-83. E-mail: skuratov_issa@mail.ru. Area of research: structural-self-reactance optimization of technological processes of tooling, processes of abrasive treatment.

Zakonov Oleg Igorevich, a postgraduate student of department is the «Instrumental systems and service of cars» of the Samara state technical university. Phone: (846) 333-34-53. E-mail: o_z@bk.ru. Area of research: Process of metall cutting, high-speed treatment, calculations by the method of eventual elements.

Shikin Vladimir Vasil'evich - master's degree of technique and technologies of the Samara state technical university. E-mail: Greatpetrovich@rambler.ru. Area of research: high-speed milling, calculations by the method of eventual elements.

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МЕТЧИКОВ ПРИ НАРЕЗАНИИ РЕЗЬБЫ В ГЛУХИХ ОТВЕРСТИЯХ С НАЛОЖЕНИЕМ ВЫНУЖДЕННЫХ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ

©2011 В. В. Головкин, М. В. Дружинина, В. Н. Трусов

Самарский государственный технический университет

В статье проведен анализ особенностей процесса нарезания внутренних резьб метчиком в глухих отверстиях. На основании данного анализа проведены исследования влияния вынужденных ультразвуковых колебаний на крутящий момент, возникающий в начальный момент вывинчивания метчика из отверстия. Установлено, что в случае обработки с ультразвуковыми колебаниями крутящий момент при вывинчивании метчика значительно меньше, чем при обычном резьбонарезании. По результатам проделанных исследований предложен способ нарезания резьбы с ультразвуком, позволяющий повысить работоспособность метчиков.

Резьба внутренняя, резание, метчик, ультразвук, колебания.

Нарезание резьб малого диаметра метчиком в деталях из труднообрабатываемых материалов вызывает большие сложности вследствие высокой прочности и вязкости материалов, ограниченной прочности и жесткости метчика. Еще большие сложности вызывает нарезание резьбы в глухих отверстиях деталей из указанных материалов.

Особенностью нарезания резьбы в глухих отверстиях является то, что по завершении процесса на глубине, соответствующей положению режущей части в тот момент, на стенках отверстия остаются неотделившиеся элементы стружки (рис. 1,а). При этом в стружечных канавках метчика также может задерживаться отделенная стружка.

Всё это вместе взятое способствует заземлению указанных элементов стружек между задней поверхностью режущего зуба и обработанной поверхностью детали при обратном ходе метчика (рис. 1,б,в). Прохождение вершины режущего зуба через заземленные элементы стружки вызывает дополнительные силы ($P_{см}$), способствующие как увеличению момента трения, так и нагрузки на эту вершину. Указанные обстоятельства приводят к выкрашиванию (разрушению) вершины режущего зуба или к разрушению самого метчика. Результаты измерения крутящего момента как в процессе резания, так и на обратном ходе метчика, подтверждают высказанные соображения (рис. 2).

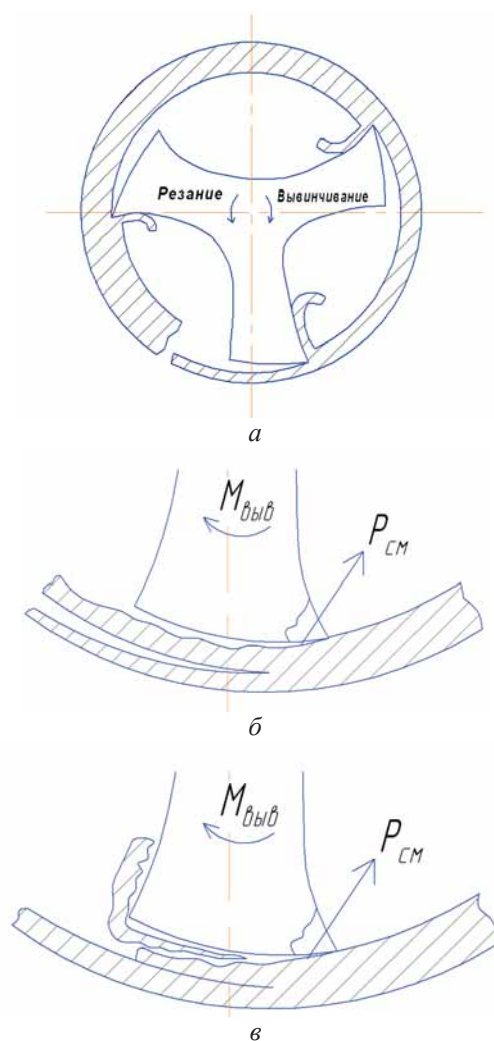


Рис. 1. Схема нарезания резьбы метчиком: а – схема отделения стружки режущими зубьями метчика; б – взаимодействие зуба метчика с обрабатываемой поверхностью при его повороте на один угловой шаг зубьев; в – схема заклинивания зуба оторвавшимся элементом стружки

Величина крутящего момента в начальный момент обратного хода метчика (т. С) по существу соизмерима с величиной крутящего момента при врезании на величину заборного конуса (т. А). При этом при прямом вращении метчика крутящий момент определяется в основном суммой момента резания и момента трения по рабочим поверхностям профиля режущего зуба метчика, при обратном – это по существу только момент трения, который обусловлен силами по задней поверхности зуба метчика. Эти силы, в отличие от сил резания, направлены на отрыв (растяжение) привершинной зоны режущего зуба, что в конечном итоге и приводит при соответствующих $P_{см}$ к разрушению привершинного объема зуба метчика, а в худшем случае – и к разрушению самого метчика.

Естественно, возникает необходимость в исключении этого явления или снижении общей нагрузки на режущий зуб.

Одним из способов, снижающих силы резания, является резбонарезание с использованием вынужденных ультразвуковых колебаний [1].

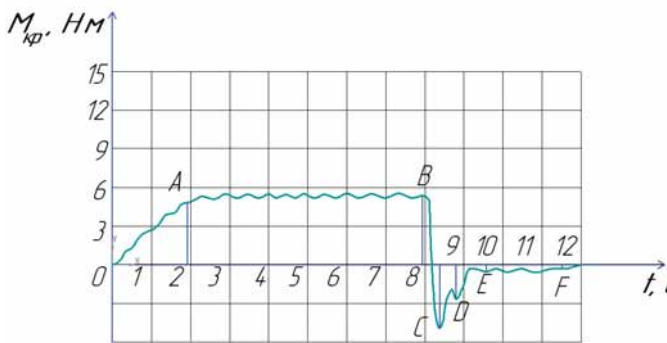


Рис. 2. Изменение крутящего момента при нарезании резьбы метчиком в глухом отверстии до дна: OA – врезание режущей части; AB – нарезание резьбы; BC – остановка и начало вывинчивания метчика; CD, DE и EF – вывинчивание метчика из отверстия

Наложение на метчик осевых ультразвуковых колебаний при нарезании резьбы в глухих отверстиях позволяет уменьшить значение крутящего момента как при нарезании резьбы, так и при обратном ходе метчика. Особенно важно то, что значительно уменьшается скачок крутящего момента в результате срезания корней

стружек, образовавшихся в момент остановки метчика (рис. 3, 4). При обработке титанового сплава ВТ9 (рис. 3) наложение на метчик ультразвуковых колебаний приводит к уменьшению момента резания на 60...70 % и к снижению крутящего момента в начальный момент вывинчивания метчика в 3,5...4 раза.

При нарезании резьбы в сплаве Х12Н22Т3МР (рис. 4) значения крутящего момента несколько меньше, однако в случае обработки с ультразвуком также имеет место уменьшение как крутящего момента резания, так и крутящего момента вывинчивания метчика (до 3...4 раз).

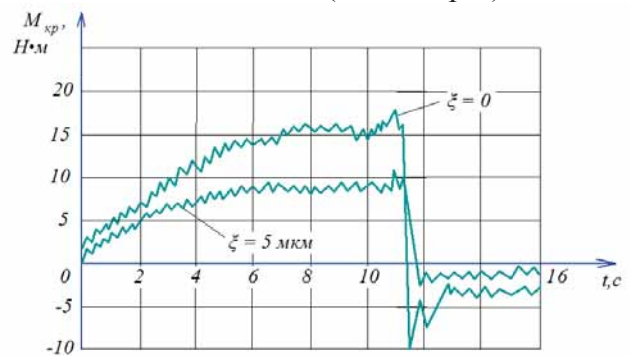


Рис. 3. Осциллограмма $M_{кр}$ при нарезании резьбы М8 в титановом сплаве ВТ9, $V=1,2$ м/мин: ξ – амплитуда ультразвуковых колебаний

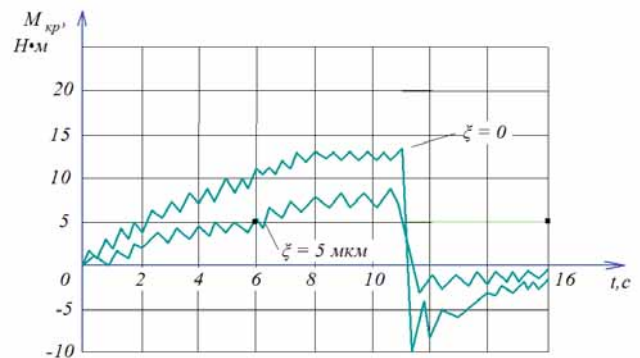


Рис. 4. Осциллограмма $M_{кр}$ при нарезании резьбы М8 при обработке сплава Х12Н22Т3МР, $V=1,2$ м/мин: ξ – амплитуда ультразвуковых колебаний

Защемление корней стружек на обратном ходе метчика в значительной степени зависит от величины заднего угла на режущих зубьях (в заборном конусе).

Экспериментальные исследования как по результатам нарезания резьбы в заготовках из титанового сплава ВТ9 (рис. 5), так и из легированной стали

X12H22T3MP (рис. 6) показывают, что с увеличением α крутящий момент увеличивается как при обычном резании, так и при ультразвуковом. При обработке титанового сплава это увеличение составляет порядка 30% и 45% соответственно, а при обработке легированной стали – порядка 25% и 55 % соответственно.

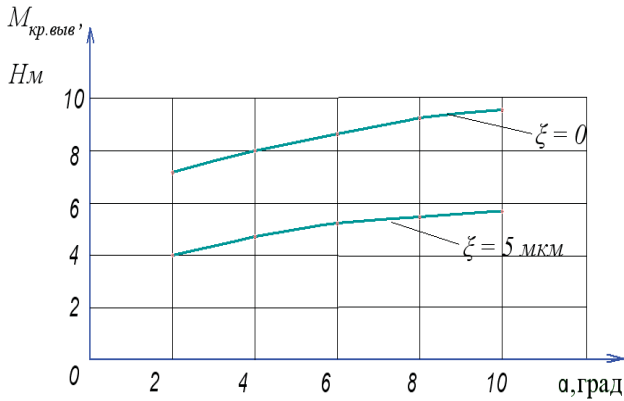


Рис. 5. Влияние заднего угла α на $M_{кр.выв.}$ при обработке титанового сплава VT9 метчиком M8 (ТС-сульфофрезол), $V=1,2$ м/мин

То есть уменьшение заднего угла при обработке с ультразвуком дает больший положительный эффект по снижению крутящего момента. А общий эффект при уменьшении заднего угла обусловлен, по всей видимости, меньшими возможностями размещения стружки между задней поверхностью метчика и сформированной поверхностью заготовки.

Вторым по значимости фактором, влияющим на процесс вывинчивания метчика, является угол заборного конуса φ . Как показали исследования (рис. 7, 8), крутящий момент при вывинчивании несколько уменьшается как при обратном, так и при ультразвуковом резании. Однако зависимость $P_{см}$ от величины угла φ (рис. 7, 8) показывает на достаточно большое увеличение силы, действующей на заднюю поверхность режущего зуба метчика при вывинчивании. Такой эффект обусловлен, по всей видимости, значительным увеличением толщины корня снимаемой стружки.

Значения $P_{см}$ определялись по формуле [1]

$$P_{см} = 3,7 \frac{tg \varphi \cdot M_{кр.выв.}}{d_{ср.} \cdot Z}$$

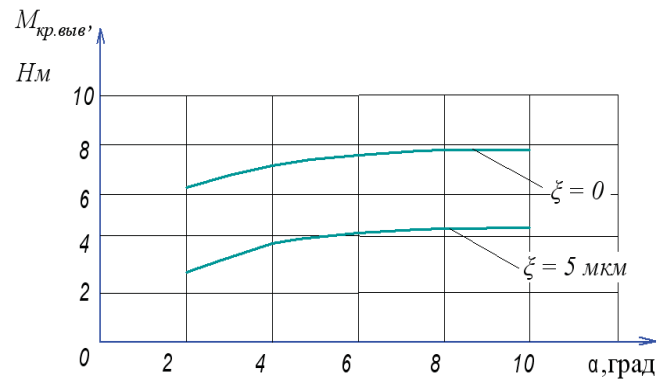


Рис. 6. Влияние заднего угла α на $M_{кр.выв.}$ при обработке сплава X12H22T3MP метчиком M8 (ТС-сульфофрезол), $V=1,2$ м/мин

где φ - угол заборного конуса;

$M_{кр.выв.}$ - значения крутящего момента при вывинчивании;

$d_{ср.}$ - средний диаметр метчика;

Z - число перьев метчика.

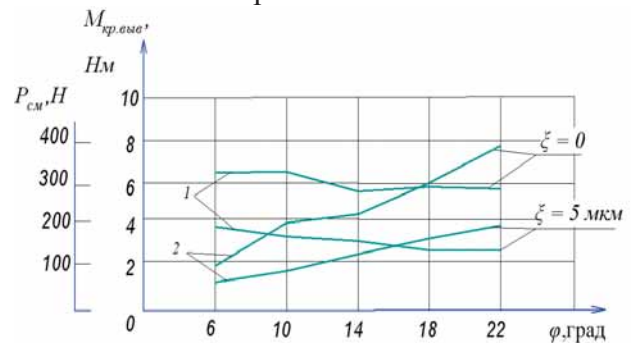


Рис. 7. Влияние угла режущей части метчика φ на $M_{кр.выв.}$ и силу $P_{см}$ при обработке титанового сплава VT9 метчиком M8, $V=1,2$ м/мин: 1 – $M_{кр.выв.}$; 2 – $P_{см}$

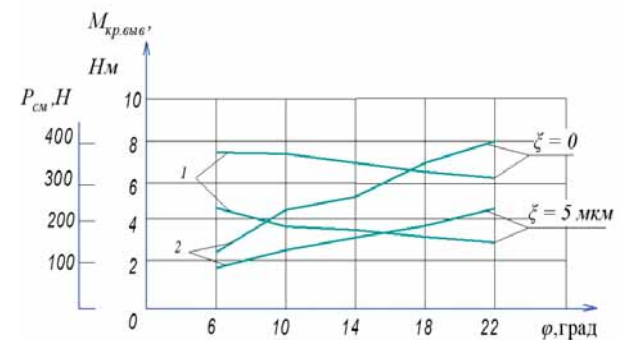


Рис. 8. Влияние угла режущей части метчика φ на $M_{кр.выв.}$ и силу $P_{см}$ при обработке сплава X12H22T3MP метчиком M8, $V=1,2$ м/мин: 1 – $M_{кр.выв.}$; 2 – $P_{см}$

Таким образом, при увеличении угла φ несколько уменьшается $M_{кр.выв.}$, однако одновременно значительно увеличивается

сила $P_{см}$ и возрастает вероятность скола зубьев. Наложение на метчик ультразвуковых колебаний приводит к уменьшению $M_{кр.выв.}$ и соответственно $P_{см}$.

Обычно нарезание резьбы с наложением на метчик ультразвуковых колебаний осуществляют двумя способами. В первом случае в процессе обработки ультразвуковые колебания не отключаются при обратном ходе метчика. Это приводит к лишним энергетическим затратам, нагреванию ультразвукового преобразователя и, кроме того, при вывинчивании метчика, колеблющегося с ультразвуковой частотой, может ухудшаться шероховатость рабочего профиля резьбы, особенно первых трех витков, так как по времени они больше всего подвержены воздействию ультразвуком колебаний метчика. Во втором, наиболее часто используемом случае, ультразвуковые колебания отключают после рабочего хода метчика, т.е. при вывинчивании из отверстия.

При обработке сквозных отверстий данный способ дает хорошие результаты. Однако при обработке глухих отверстий происходят сколы зубьев метчика. Преждевременный выход метчика из строя связан со срезанием зубьями метчика корней стружек, образованных последующими зубьями при рабочем ходе. Разрушение зубьев метчика также приводит к снижению качества резьбы.

Для исключения преждевременного выхода метчиков из строя и повышения качества резьбы при нарезании ее в глухих отверстиях предлагается новый способ.

Для этого при ультразвуковом нарезании резьбы метчиком при его реверсировании колебания отключают после поворота метчика на угол $360^\circ/z < \alpha < 360^\circ$, где z – число перьев метчика.

На представленной схеме (рис. 9) изображен блок управления 1, связанный с ультразвуковым генератором (УЗГ) 2 и пьезокерамическим преобразователем электрической энергии ультразвуковых колебаний в механическую 3.

Способ реализуется следующим образом. Метчику сообщают ультразвуковые колебания от ультразвукового генератора 2. При достижении метчиком заданной глубины обработки срабатывает выключатель S1. В этот момент включается реверс станка и

метчику задают обратное вращение. При срабатывании выключателя S1 включается реле K1, которое включает реле времени КТ.

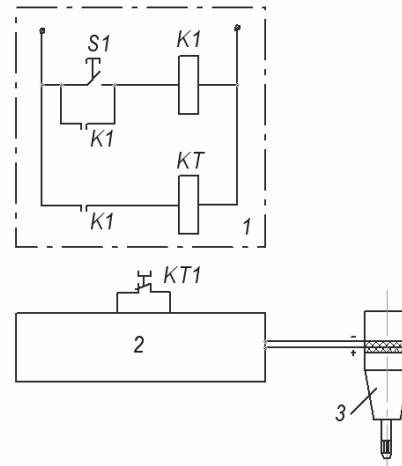


Рис. 9. Схема установки для реализации предложенного способа нарезания резьбы в глухих отверстиях

Через заданный интервал времени, установленный в цепи высокого напряжения ультразвукового генератора 2, реле времени КТ1 отключает высокое напряжение, подаваемое на пьезокерамический преобразователь 3. Далее холостой ход - вывинчивание метчика осуществляют без наложения на него ультразвуковых колебаний. Зная количество оборотов метчика можно определить время, необходимое для поворота метчика на угол α . Например, для метчика с числом перьев $z=3$ при $n = 45$ об/мин для поворота метчика на угол $\alpha = 360^\circ/z$ потребуется 0,44 секунды.

Важно, чтобы ультразвуковые колебания не отключились до момента срезания корней стружек метчиком, поэтому время отключения можно увеличить до поворота метчика на угол $\alpha = 360^\circ$, т.е. на один оборот.

Таким образом, применение предложенного способа нарезания резьбы с вынужденными ультразвуковыми колебаниями в глухих отверстиях позволяет практически исключить выкрашивание режущих кромок метчика и повысить его стойкость.

Библиографический список

1. Матвеев, В.В. Нарезание точных резьб [Текст] / В.В. Матвеев - М.: Машиностроение, 1978. - 88 с.

INCREASE OF WORKING CAPACITY OF TAPS AT НАРЕЗАНИИ CARVINGS IN DEAF APERTURES WITH IMPOSING OF THE COMPELLED ULTRASONIC FLUCTUATIONS

© 2011 V. V. Golovkin, M. V. Druzhinina, V. N. Trusov

Samara State Technical University

In article the analysis of features of process of cutting of female threads by a tap in deaf apertures is carried out. On the basis of the given analysis researches of influence of the compelled ultrasonic fluctuations on a twisting moment, arising in the initial moment of an exit of a tap from an aperture are conducted. It is established that in case of processing with ultrasonic fluctuations of Mkr at an exit of a tap it is much less, than at usual cutting of a carving. By results of the done researches the way нарезания carvings with the ultrasound is offered, allowing to raise working capacity.

Cutting of female threads, the tap, the compelled ultrasonic fluctuations.

Информация об авторах

Головкин Валерий Викторович, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного технического университета. E-mail: isap@samgtu.ru. Область научных интересов: механическая обработка с применением вынужденных ультразвуковых колебаний.

Дружинина Марина Владимировна, аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: druzhinina41@yandex.ru. Область научных интересов: нарезание внутренних резьб с наложением на метчик ультразвуковых колебаний.

Трусов Владимир Николаевич, доктор технических наук, профессор Самарского государственного технического университета. E-mail: isap@samgtu.ru. Область научных интересов: механическая обработка материалов.

Golovkin Valeriy Viktorovich, Candidate of Engineering Science, associate professor of Samara State Technical University. E-mail: isap@samgtu.ru. Area of research: machining with application of the compelled ultrasonic fluctuations.

Druzhinina Marina Vladimirovna, assistant of Samara State Technical University. E-mail: druzhinina41@yandex.ru. Area of research: cutting of female threads with imposing on a tap of ultrasonic fluctuations.

Trusov Vladimir Nikolaevich, Doctor of Engineering Science, Professor of Samara State Technical University. E-mail: isap@samgtu.ru. Area of research: machining of materials.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВС©2011 А. А. Грабовский¹, В. А. Миронов²¹Пензенский государственный университет²ОАО «Пензадизельмаш»

Представлен анализ факторов, определяющих значение экологических и экономических показателей двигателей внутреннего сгорания. Предложены технические решения, направленные на достижение требуемых показателей качества функционирования, как то дискретное изменение мощности ДВС, позволяющее примерно в 2-3 раза снизить количество вредных выбросов, с одновременным улучшением экономических показателей.

Двигатель внутреннего сгорания, интегрированный мотор-генератор, мощность, крутящий момент, удельный расход топлива, экологические показатели.

С ростом транспортного парка специалисты связывают рост загрязнения окружающей среды. Основным источником загрязнения является двигатель внутреннего сгорания (ДВС). По оценкам специалистов вредные выбросы, приходящиеся на долю транспорта, составляют 1/3 от общего объема.

Анализ многочисленных исследований по режимам работы транспортных ДВС в эксплуатации показывает, что для них характерны, во-первых, частая смена режимов, во-вторых, значительная доля времени работы на режимах холостого хода и малых нагрузках. Так, для двигателей грузовых автомобилей средней грузоподъемности при эксплуатации в городе холостой ход составляет около 20 % времени, а при нагрузке, соответствующей 80 % от максимальной, на данном скоростном режиме – около 40 % времени.

Режим активного холостого хода для двигателей автобусов в городских условиях составляет 30 % от общего времени работы. Загрузка двигателей тракторов типа Т-150К по мощности колеблется в широких пределах: при нагрузке до 50 % двигатель работает примерно 40% времени, столько же при нагрузке 50-65 % и только 20 % времени при нагрузке 70 % и выше.

Все эти данные говорят о значимости работ, направленных на повышение топливной эффективности двигателей при работе на малом газе (холостом ходу), переходных режимах и режимах частичных нагрузок. Они в основном определяют эксплуатационный расход топлива и являются наиболее весо-

мыми с точки зрения расхода топлива и вредных выбросов.

Увеличение удельного расхода топлива при работе ДВС на режимах холостого хода, малых нагрузок и переходных процессах в основном определяется ухудшением смесеобразования, увеличением относительных потерь теплоты в охлаждающую жидкость и масло, температура которых на частичных режимах, как правило, понижается. Также при работе двигателей на малых нагрузках увеличивается относительная доля затрат полезной мощности на преодоление механических сопротивлений, а при работе на холостом ходу вся развиваемая двигателем мощность (15...25 % от расхода по номинальной мощности) расходуется на преодоление трения, газообмен и на привод вспомогательных механизмов. Все отмеченные причины приводят к тому, что удельный расход топлива при работе двигателя на малых нагрузках и холостом ходу в 1,5...5 раз выше, чем при работе на номинальной мощности. Все эти факторы напрямую определяют значения экологических показателей.

Проблема охраны окружающей среды является одной из глобальных общечеловеческих проблем, от решения которой зависит жизнь на Земле, здоровье человечества. Уменьшение загрязнения атмосферного воздуха токсичными веществами, выделяемыми автотранспортом, является большой частью проблемы защиты окружающей среды. В табл. 1 приведены данные по содержанию токсических веществ в атмосфере.

Таблица 1. Характеристики режима работы двигателя и показатели токсичности в цикле городского движения (данные автополигона НАМИ)

Режим работы двигателя	Доля режимов, %					По расходу топлива
	По времени	По объему ОГ	По выбросам			
			СО	СН	NO	
Холостой ход	39,5	10	13...25	15...18	0	15
Разгон	18,5	45	29...32	27...30	75...86	35
Установившийся режим	29,5	40	32...43	19...35	13...23	37
Замедление	12,8	5	10...13	23...32	0...15	13

По данным специалистов выбросы автомобильного транспорта в атмосферу составляют до 90 % по окиси углерода и 70 % по окиси азота. В некоторых крупных городах, имеющих наибольшее количество автомобилей на единицу площади, содержание вредных веществ в атмосфере достигло или приближается к опасной для здоровья человека концентрации.

Специалисты и ученые пытаются найти компромисс между снижением токсичности отработавших газов и расходом топлива. Дороговизна конструкторских решений по данным вопросам и присущие им недостатки препятствуют их всеобщему распространению.

Наиболее неблагоприятными с позиции токсичности являются режимы разгона, замедления и холостого хода. Поэтому наличие средств регулирования дорожного движения на городских улицах, решая проблему обеспечения безопасности движения, приводит к увеличению выбросов вредных веществ. Остановки на перекрестках на запрещающий сигнал светофора не только вызывают повышение расхода топлива, но из-за большого скопления автомобилей увеличивают загазованность территорий, приближенных к перекресткам. При этом применение «зеленой улицы» при светофорном регулировании далеко не является спасением.

Вместе с тем существуют и другие способы снижения остроты проблемы. Так, если на время остановки на светофоре автоматизированная система управления (АСУ) на 1-2 мин выключала бы двигатель, расход топлива мог бы уменьшиться на 10 - 15 %, а выбросы вредных веществ – на 10 - 20 %. Кроме того, произошло бы снижение шумового действия. При этом необходимо учитывать, что за две минуты температура ДВС снижается на 5-7°.

Второй способ – это переход на газомоторные топлива (ГМТ). Утверждения специалистов об экологической чистоте газовых ДВС, как правило, основаны на чисто теоретических умозаключениях. На практике результат несколько иной. Бесспорно значительное снижение объема вредных выбросов ДВС, работающих на ГМТ. Это весомый аргумент в пользу газификации наземных транспортных средств (НТС). Но это достигается на ДВС с высокими степенями сжатия (порядка 9-10 и выше), газоинжекторными (инъекционными) системами питания и системами зажигания с соответствующими энергетическими характеристиками параметров. Газоэжекторные системы питания не в состоянии обеспечить требуемую экологическую чистоту, и такие ДВС являются не менее «грязными», чем бензиновые или дизельные.

Анализ различных способов снижения расхода топлива на этих режимах показал, что наиболее эффективным оказывается способ отключения части цилиндров. Для четырехтактных двигателей он позволяет снизить расход топлива на 20...30% на указанных режимах, что выразится в снижении среднеэксплуатационного потребления топлива на 1...5 %. При этом количество вредных выбросов уменьшится в среднем на 50 %.

На сегодняшний день наиболее перспективными и реальными источниками энергии для наземных транспортных средств, отвечающими все более ужесточающимся экологическим требованиям, являются комбинированные и гибридные силовые агрегаты на основе ДВС с оригинальными конструктивными решениями, с отключающимися цилиндрами в зависимости от нагрузки и режима функционирования.

Реализация ДИМ ДВС и оценка экологических параметров

Реализация дискретного изменения мощности (ДИМ) заключается в поочередном отключении цилиндров с соблюдением установленного порядка работы (срабатывание всех цилиндров за два оборота), т. е. реализация «растянутого» порядка работы (срабатывание всех цилиндров за четыре, шесть или двенадцать оборотов) [1, 2]. При эксплуатации транспортного средства на частичных и средних нагрузках, например, в городском цикле, при движении по проселочным дорогам и движении с постоянной скоростью по среднескоростной автомагистрали или при работе двигателя на малом газе (холостом ходу) обеспечивается прекращение подачи топлива в отключаемые цилиндры посредством отключения форсунок, например, с электромагнитным управлением. Это достигается за счет пропуска микропроцессорной системой управления двигателем управляющих импульсов с соблюдением значений фаз газообмена, поочередно, с формированием "растянутого" порядка работы цилиндров ДВС. Шаг пропуска управляющих импульсов между рабочими ходами выражается в соответствующем значении угла поворота коленчатого вала φ , равном $(2\pi t - \pi)/i$, где t – число (количество) оборотов коленчатого вала двигателя, соответствующее полному циклу срабатывания всех цилиндров двигателя, i – число цилиндров.

Для расширения параметров дискретизации из общего числа цилиндров двигателя формируют основную группу активных цилиндров и одну – две вспомогательные группы с соблюдением вышеуказанной последовательности срабатывания цилиндров в каждой из групп со сдвигом первого условного цилиндра последующей группы относительно первого цилиндра основной группы на угол α . Значение угла α выражается в градусах поворота коленчатого вала между началами одноименных тактов в обычном режиме функционирования двигателя или αk , где k – коэффициент кратности. При этом в каждой группе обеспечивается "растянутый" порядок работы цилиндров ДВС с шагом пропуска между началами рабочих ходов, выражающимся в соответствующем значении угла поворота коленчатого вала φ' , равном $(2\pi t - \pi)/i + \pi$.

Пояснить сущность предлагаемого способа дискретного изменения мощности ДВС можно на примере четырехтактного пятицилиндрового двигателя, реализация «растянутого» порядка работы которого (рис. 1) заключается в обеспечении поочередного пропуска срабатывания цилиндров. Это обеспечивается путем прекращения подачи топлива в отключаемые цилиндры двигателя посредством управления соответствующими форсунками в зависимости от требуемой мощности на каждом обороте коленчатого вала, т. е. для пятицилиндрового, четырехтактного ДВС с порядком работы 1 – 2 – 4 – 5 – 3 при переходе на 50 %-е значение мощности или работе ДВС в буферном режиме с интегрированным мотор–генератором (ИМГ) в гибридных или комбинированных силовых установках формируют три группы цилиндров:

1-я группа - 1-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0;

2-я группа - 4-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0-1-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0;

3-я группа - 3-0-0-0-0-0-1-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0,

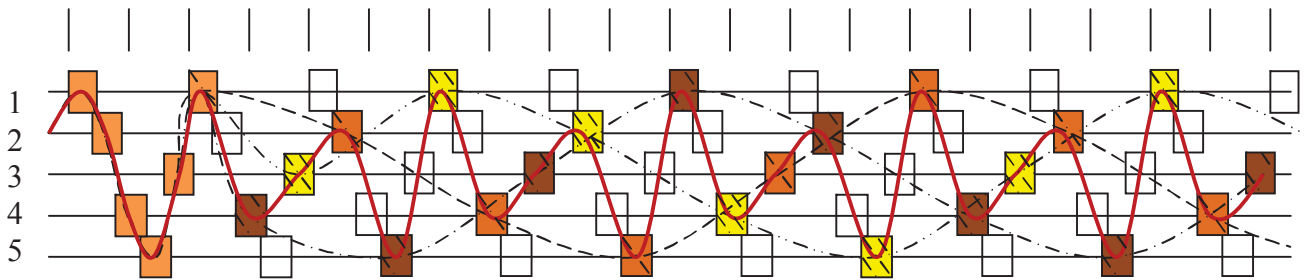
со смещением первого цилиндра второй группы относительно первого цилиндра первой группы по углу поворота коленчатого вала на угол αk , равный 288° при значении α , равном 144° , и k , равном 2, и смещением первого цилиндра третьей группы на угол 576° при том же значении α и k , равном 4. Тогда общий порядок работы станет 1-0-4-0-3-0-2-0-5-0 с периодом повторения, равным четырем оборотам коленчатого вала.

При переходе на 33%-е значение мощности или работе ДВС в буферном режиме с ИМГ в гибридных или комбинированных силовых установках формируют две группы цилиндров:

1-я группа 1-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0;

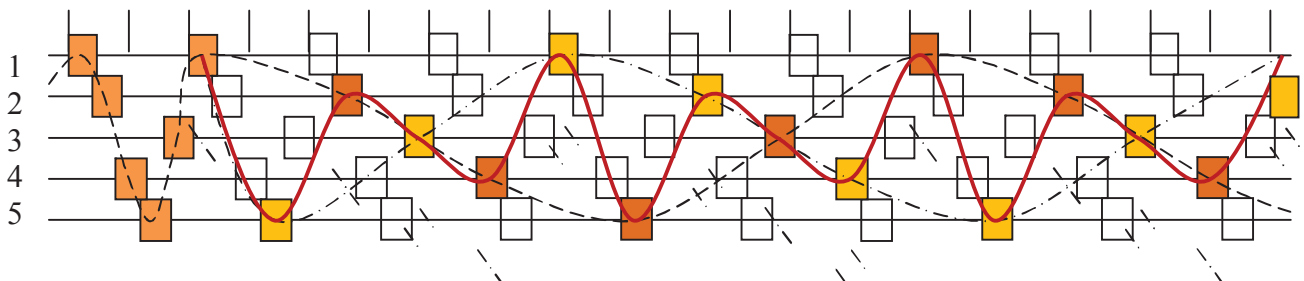
2-я группа 5-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0-1-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0,

со смещением первого цилиндра второй группы относительно первого цилиндра первой группы по углу поворота коленчатого вала на угол αk , равный 432° , при значении α , равном 144° , и k , равном 3. В этом случае общий порядок работы станет 1-0-0-5-0-0-2-0-0-3-0-0-4-0-0 с периодом повторения, равным шести оборотам коленчатого вала.



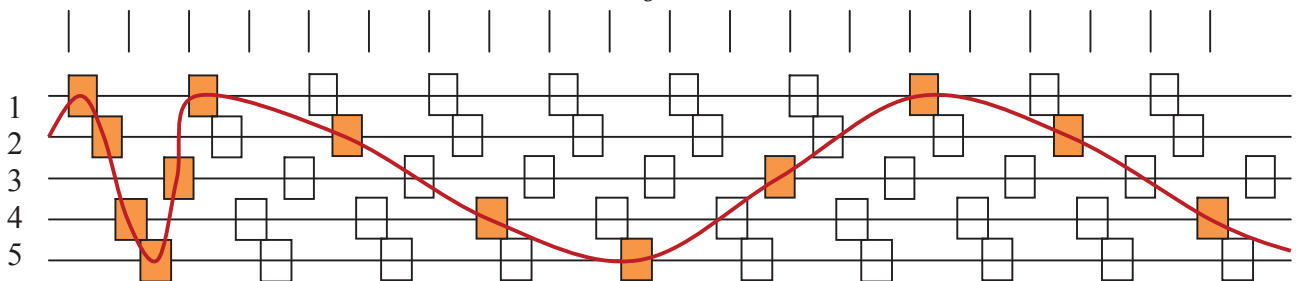
1-я группа ----- 1-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0
 2-я группа ----- 4-0-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0-0-1-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0
 3-я группа ----- 3-0-0-0-0-0-0-1-0-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0
 ДИМ 50 % ———— 1-0-4-0-3-0-2-0-5-0

а



1-я группа ----- 1-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0
 2-я группа ----- 5-0-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0-0-1-0-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0
 ДИМ 33% ———— 1-0-0-5-0-0-2-0-0-3-0-0-4-0-0

б



ДИМ 15% ———— 1-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0

в

Рис. 1. Схемы формирования порядка работы цилиндров пятицилиндрового четырехтактного ДВС при ДИМ:
 а - при 50 % мощности (средние нагрузки и частичные нагрузки, холостой ход);
 б - при 33% мощности (частичные нагрузки и холостой ход);
 в -- при 15% мощности (холостой ход)
 (на рисунках цифрами обозначены номера цилиндров, стробы соответствуют оборотам коленчатого вала, а затененные и светлые фигуры обозначают активные и пассивные цилиндры соответственно при нормальном и растянутом порядках работы)

На малом газе (режим холостого хода) при переходе на 15 %-е значение мощности порядок работы станет - 1-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0, где 0 – шаг пропуска рабочих ходов, а угол φ' в группе для любого из вариантов будет равен $\varphi' = (2\pi t - \pi) / i + \pi$.

Так, для нормального режима $(2 \times 3,14 \times 2 - 3,14 \times 5) \div 5 + 3,14 = 5,024\pi = 144^\circ = 0,4$ об. к.в.
 Для ДИМ при 15 %-м значении мощности $(2 \times 3,14 \times 12 - 3,14 \times 5) \div 5 + 3,14 = 15,072\pi = 864^\circ = 2,4$ об. к.в.

Аналогичные схемы могут быть применены для многоцилиндровых ДВС с парным или непарным количеством цилиндров, работающих по двухтактному и четырехтактному циклам, а именно для рядных и V-образных 4-, 5-, 6-, 8-, 10- и 12-цилиндровых ДВС, а также для W-образных двигателей, работающих как отдельно, так и в составе модульных силовых установок (МСУ).

Для подтверждения теоретических положений и результатов по дискретному изменению мощности проведены натурные испытания дизельного двигателя дизельгенератора 1-ПДГ4Д в режиме дискретного изменения мощности.

В ходе проведения эксперимента установлено, что обороты коленчатого вала в режиме холостого хода при переходе на «растянутый» порядок работы соответствуют установленной величине $n = 300 \text{ мин}^{-1}$ и их отклонение не превышает величину, установленную для нормального порядка работы.

Рабочая температура двигателя снизилась на два градуса ($t_{\text{ож}} = 68^\circ\text{C}$, $t_{\text{м}} = 68^\circ\text{C}$).

Двигатель работает устойчиво, более «мягкая» его работа отмечалась при реализации «пилотного» впрыска топлива и более

«жесткая» его работа соответствовала одинарному впрыску на средних значениях углов опережения впрыска.

Экономичность работы двигателя на режиме ДИМ 15% ухудшилась на 7 – 17 %, что объясняется значительными насосными потерями и потерями на сжатие в пассивных цилиндрах (на один «активный» шесть «пассивных»).

Экологические показатели по СО и NO в сравнении со штатными режимами в 2-3 раза выше.

При переходе в режиме ДИМ 30% на холостой ход несколько улучшился часовой расход (превышение 5 – 10 %) при тех же экологических показателях.

При переходе в режиме ДИМ 50% на холостой ход улучшился часовой расход (экономия 3 %) при тех же экологических показателях.

В режиме частичных нагрузок в обоих случаях наблюдается превышение удельного расхода топлива 37 % и 21 % для первого и третьего положений контроллера соответственно. Однако экологические показатели в обоих случаях выше. Результаты испытаний приведены в табл. 2.

Таблица 2. Варианты испытаний и результаты исследования

а) холостой ход:

Режим функционирования ДВС	Вариант подачи топлива и угол опережения впрыска, °	Часовой расход топлива, кг/ч	Количество вредных веществ, ppm		
			СО	NO	C ₃ H ₈
1	2	3	4	5	6
1-й вариант испытаний					
Нормальный порядок работы двигателя	Одинарный 10°	7,59	3	2	6
«Растянутый» порядок работы двигателя	Пилотный 10°	8,92	0	0	11
«Растянутый» порядок работы двигателя	Одинарный 10°	8,54	0	0	1
«Растянутый» порядок работы двигателя	Одинарный 16°	8,25	1	1	0
«Растянутый» порядок работы двигателя	Одинарный 18°	8,15	1	1	0

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5	6
2-й вариант испытаний					
Нормальный порядок работы двигателя (хх) (24.9.10)	Одинарный 16°	6,27	3	2	6
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 30%) (хх)	Одинарный 26°	6,9	0	1	8
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 50%) (хх)	Одинарный 26°	6,6	0	0	6
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 50%) (хх)	Одинарный 18°	6,10	0	0	6
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 50%) (хх)	Одинарный 24°	6.42	0	0	8

б) частичные нагрузки:

Режим функционирования ДВС	Вариант подачи топлива и угол опережения впрыска	Удельный расход топлива, кг/л.с.·ч;	Количество вредных веществ, ppm		
			CO	NO	C ₃ H ₈
Нормальный порядок работы двигателя (75л.с., 300 мин ⁻¹)	Одинарный	193,2	3	2	6
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 50%) (75л.с., 300 мин ⁻¹)	Одинарный 18°	265,1	0-1	0-1	1-3
Нормальный порядок работы двигателя (240л.с., 330 мин ⁻¹)	Одинарный	157,2	1	9	2
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 50 %) (240 л.с., 400 мин ⁻¹)	Одинарный 16°	190,8	1	0	9

*- ppm (part per million, т. е. частей на миллион)

Эффект от использования данного технического решения состоит в том, что увеличивается производительность двигателя за счет уменьшения времени выхода на режим при переходе на полную мощность, повышаются экономические и экологические показатели, а также в том, что повышается надежность двигателя за счет исключения дополнительных механизмов.

Уменьшение времени выхода на режим при переходе на полную мощность происхо-

дит за счет того, что тепловой режим процесса функционирования стабилизирован, это же обуславливает высокие экономические и экологические показатели.

Заключение

Представленное техническое решение направлено на улучшение экономических и экологических параметров. При этом его разработка велась с учетом использования возможности его реализации в перспектив-

ных ДВС, используемых в составе гибридных и комбинированных силовых агрегатов.

Дискретное изменение мощности ДВС даже без изменения режима функционирования ГРМ позволяет примерно в 2-3 раза снизить количество вредных выбросов, а совместная реализация ДИМ с ГРМ с управляемыми фазами газораспределения (ФГР) обеспечит снижение насосных потерь и потерь на сжатие в пассивных цилиндрах и позволит получить расчетные (требуемые) значения по экономичности.

Библиографический список

1. Пат. РФ, МПК. Способ дискретного изменения мощности ДВС. (варианты) [Текст] / А.А. Грабовский; № 2380562; опубл. 27.02. 2010.
2. Грабовский, А.А. ДВС с дискретным изменением мощности [Текст] / А.А. Грабовский // Автомобильная промышленность. – 2008. - № 2. - С.8-12.

GUARANTEEING OF ECOLOGICAL AND ECONOMIC INDICATORS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

© 2011 А. А. Grabovskiy¹, V. A. Mironov²

¹Penza state university

²Open Society "Penzadizelmash"

The analysis of the factors defining value of ecological and economic indicators of internal combustion engines is presented. The technical decisions directed on achievement of demanded indicators of quality of functioning as that discrete change of capacity of the internal combustion engine, allowing approximately in 2-3 times to lower quantity of harmful emissions, with simultaneous improvement of economic indicators.

An internal combustion engine, the integrated motor-generator, capacity, a twisting moment, specific fuel consumption, ecological indicators.

Информация об авторах

Грабовский Александр Андреевич, доцент кафедры «Транспортные машины» Пензенского государственного университета. Телефон: (841-2) 238817, 89273607192. E-mail: algra888@yandex.ru. Область научных интересов: энергетические установки, конструкция поршневых ДВС, рабочие процессы в двигателях, кинематика и динамика поршневых двигателей.

Миронов Виктор Алексеевич, главный конструктор Открытого акционерного общества «Пензадизельмаш». Тел.: (8412) 369- 218. E-mail: ogk-pdj@mail.ru. Область научных интересов: Конструкция поршневых ДВС, рабочие процессы в двигателях, отключение цилиндров.

Grabovsky Alexander Andreevich, the senior lecturer of the Penza state university. Phone: (841-2) 238817, 89273607192. E-mail: algra888@yandex.ru. Area of research: Power installations, a design piston of internal combustion engines, working processes in engines, kinematics and dynamics of piston engines.

Mironov Victor Alekseevich, the chief designer of Open Society "Penzadizelmash". Phone: (8412) 369- 218. E-mail: ogk-pdj@mail.ru. Area of research: the Design piston of internal combustion engines, working processes in engines, switching-off of cylinders.

ПРОГРЕССИВНЫЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВС НА ОСНОВЕ КШМ СО СДВОЕННЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ СВЯЗЯМИ

© 2011 А. А. Грабовский

Пензенский государственный университет

Представлен анализ факторов, определяющих значение экологических и экономических показателей двигателей внутреннего сгорания. Предложены технические решения, направленные на достижение требуемых показателей качества функционирования, как то ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями, обладающий улучшенными экологическими характеристиками, высоким механическим КПД, а также улучшенными кинематическими и динамическими параметрами, основанными на реализации прогрессивного термодинамического цикла с высокой степенью расширения и с «внутренним охлаждением».

Двигатель внутреннего сгорания, интегрированный мотор-генератор, мощность, крутящий момент, удельный расход топлива, экологические показатели, термодинамический цикл.

Экономические и экологические параметры функционирования ДВС напрямую определяются качеством реализации термодинамического цикла, включающего процессы газообмена, сжатия и подвода теплоты. Работа ДВС, основанная на классических термодинамических циклах Отто, Сабатэ-Тринклира, Дизеля, сопровождается рядом взаимосвязанных положительных и отрицательных свойств как экономического, так и экологического характера.

При этом улучшение одного параметра, как правило, ведет к ухудшению другого (других). Так, например, повышение степени сжатия улучшает процессы горения, следовательно, улучшается экономичность двигателя. При этом несколько снижается выброс окиси углерода. В то же время резко увеличивается выброс окиси азота, что в несколько раз опаснее для окружающей среды. Не следует также игнорировать повышенные требования к октановому числу бензина, увеличение которого зачастую достигается не менее вредными присадками.

Установка в систему отвода отработавших газов каталитических нейтрализаторов, оптимизация параметров функционирования систем питания и зажигания посредством микропроцессорной системы управления современным ДВС несколько снижает остроту проблемы, и работа ДВС даже удовлетворяет европейским нормам токсичности. Однако в этом случае неоправданно возрастают стоимостные показатели транспортных средств.

В 1886 г. английский инженер Джеймс Атkinson, анализируя индикаторную диаграмму цикла Отто, пришел к выводу о не-

обходимости изменения соотношения времен тактов цикла Николауса Отто [1]. В двигателе Атkinsonа (рис. 1) рабочий ход (3-й такт цикла Отто) был увеличен за счёт

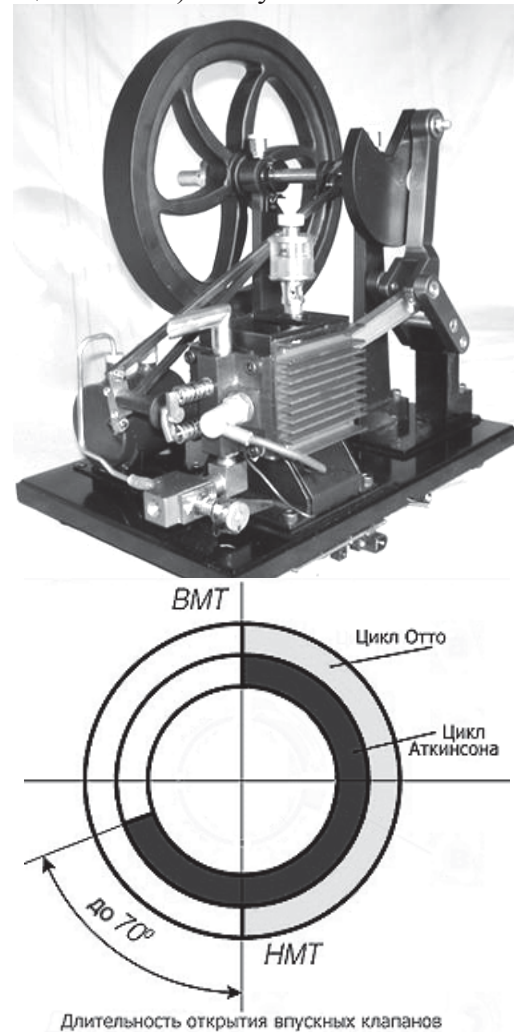


Рис. 1. Модель двигателя Д. Атkinsonа и круговая диаграмма

увеличения пути перемещения поршня на такте расширения относительно такта сжатия и закрытия впускного клапана с задержкой по углу поворота коленчатого вала на такте сжатия, которое достигалось путем изменения геометрического радиуса кривошипа посредством применения дополнительного кинематического звена в кривошипно-шатунном механизме.

Это, в свою очередь, определяло резкое снижение температуры цикла, а следовательно, и величину вредных выбросов. Но ввиду сложности технического решения Д. Аткинсону не удалось реализовать предложенный им термодинамический цикл.

В 1947 году американский инженер Ральф Миллер, экспериментируя с газовым двигателем, предложил способ совмещения достоинств двигателя Аткинсона с более простым поршневым механизмом двигателя Отто [2]. Вместо того чтобы сделать такт сжатия механически более коротким, чем такт рабочего хода (как в классическом двигателе Аткинсона, где поршень движется вверх быстрее, чем вниз), Миллер придумал сократить такт сжатия за счет такта впуска, сохраняя движение поршня вверх и вниз одинаковым по скорости (как в классическом двигателе Отто).

Для этого Миллер предложил два разных подхода: либо закрывать впускной клапан существенно раньше окончания такта впуска (или открывать позже начала этого такта), либо закрывать его существенно позже окончания этого такта. Первый подход носит условное название «укороченного впуска», а второй — «укороченного сжатия». В конечном счёте оба этих подхода дают одно и то же: снижение фактической степени сжатия рабочей смеси относительно геометрической при сохранении неизменной степени расширения, то есть такт рабочего хода остается таким же, как в двигателе Отто, а такт сжатия как бы сокращается — как у Аткинсона, только сокращается не по времени, а по степени сжатия смеси (рис. 2).

В таком моторе впускной клапан не закрывается с окончанием такта впуска, а остается открытым в течение первой части такта сжатия. Хотя на такте впуска топливовоздушной смесью был заполнен весь объем цилиндра, часть смеси вытесняется обратно

во впускной коллектор через открытый впускной клапан, когда поршень движется вверх на такте сжатия.

Сжатие смеси фактически начинается позже, когда впускной клапан наконец закрывается и смесь оказывается запертой в цилиндре.

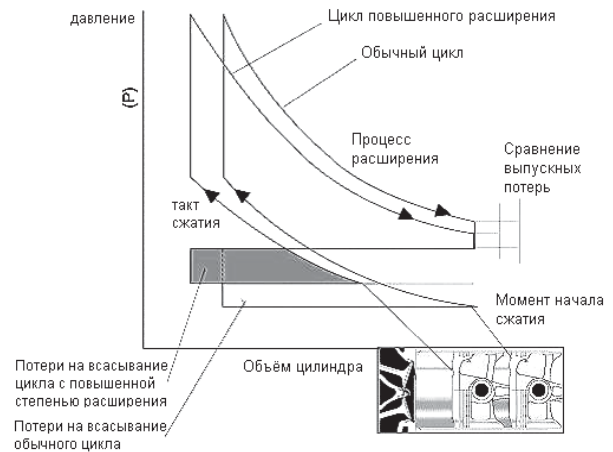


Рис. 2. Индикаторные диаграммы циклов Отто и Миллера

Таким образом, смесь в двигателе Миллера сжимается меньше, чем должна была бы сжиматься в двигателе Отто такой же механической геометрии. Это позволяет увеличить геометрическую степень сжатия (и, соответственно, степень расширения) выше пределов, обусловленных детонационными свойствами топлива, приведя фактическое сжатие к допустимым значениям за счет вышеописанного «укорочения цикла сжатия». Другими словами, при той же фактической степени сжатия (ограниченной топливом) мотор Миллера имеет значительно большую степень расширения, чем мотор Отто. Это дает возможность более полно использовать энергию расширяющихся в цилиндре газов, что, собственно, и повышает тепловую эффективность мотора, обеспечивает высокую экономичность двигателя.

Выгода от повышения тепловой эффективности цикла Миллера относительно цикла Отто, к сожалению, сопровождается потерей пиковой выходной мощности для данного размера (и массы) двигателя из-за ухудшения наполнения цилиндра. Так, для получения такой же выходной мощности потребовался бы двигатель Миллера большего

размера, чем двигатель Отто, а выигрыш от повышения тепловой эффективности цикла будет частично потрачен на увеличившиеся вместе с размерами двигателя механические потери (трение, вибрации и т. д.).

Устранить указанный недостаток возможно за счет использования нагнетателя, что, в свою очередь, определяет увеличение потерь на его привод, или за счет управления фазами ГРМ и повышенной сложности реализации. Эти технические решения выполнены инженерами фирмы «Mazda» на моторах Mazda V6 «Miller Cycle», а также на рядном 4-цилиндровом ДВС объемом 1.3 литра с новой системой последовательного изменения времени открытия клапанов Sequential Valve Timing System, позволяющей частично компенсировать свойственное циклу Миллера падение максимальной мощности.

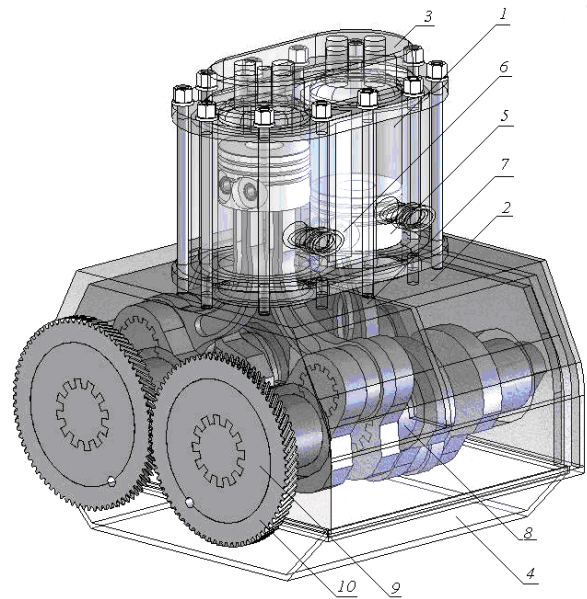
В литературе циклы Аткинсона-Миллера называют циклами с высокой степенью расширения или циклами с внутренним охлаждением. Несмотря на недостатки у них есть одно весомое преимущество – это низкий процент выброса вредных веществ, особенно окиси азота.

Как показывают исследования, устранить недостатки цикла Аткинсона-Миллера с сохранением их преимуществ возможно при реализации ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями [3,4]. Макет ДВС и кинематическая и расчетная схемы предлагаемого КШМ представлены на рис. 3. Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями, выполненный с использованием двух шатунов и двух коленчатых валов со значением дезаксиала $e \geq R$ имеет ряд преимуществ по сравнению с известными схемами кривошипных механизмов, а именно:

- увеличение объема цилиндра при неизменном радиусе кривошипов R ;
- отсутствие нормальной боковой составляющей N_{Σ} , а следовательно, снижение потерь на трение в деталях цилиндропоршневой группы;
- практически полное уравнивание сил инерции первого и второго порядков;
- значительное снижение скорости перемещения поршня при его нахождении в области верхней и нижней мертвых точек, что способствует улучшению процесса сгорания

рабочей смеси, наполняемости цилиндра, его очистке, а также уменьшению потерь объема цилиндра на такте сжатия.

Результаты расчетов кинематических параметров дезаксиальных КШМ со



1 – цилиндр; 2 – картер; 3- головка; 4 – поддон; 5 – поршень; 6 – поршневой палец; 7 – шатун; 8 – коленчатый вал; 9 – маховик; 10 – венец

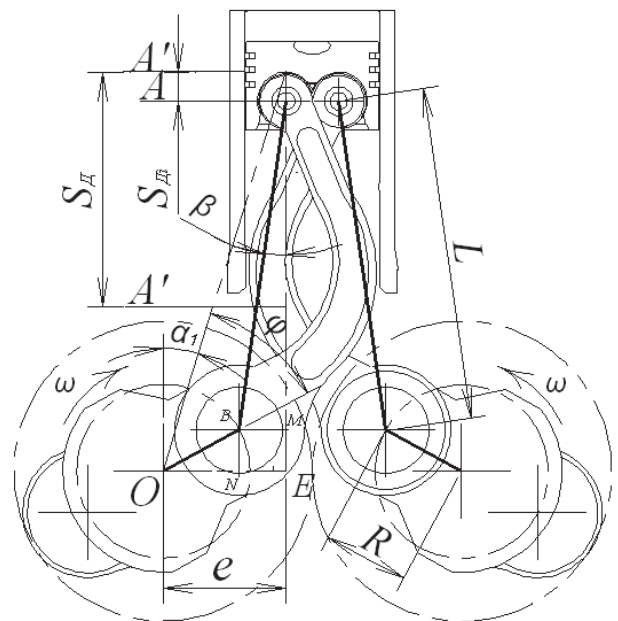


Рис. 3. Общий вид макета ДВС и расчетная схема КШМ со сдвоенными кинематическими связями с шатунами серповидной формы

значением дезаксиала $e \geq R$ и сдвоенными кинематическими связями показали значительную разницу в кинематике поршня в первом и втором полупериоде. Так, угол поворота коленчатых валов при перемещении поршня от верхней мертвой точки к нижней

составляет $185 \dots 200^\circ$, а при движении от нижней мертвой точки к верхней – $160 \dots 175^\circ$. Также скорость поршня в первом полупериоде ниже, чем во втором, что способствует лучшей наполняемости цилиндра на такте впуска и лучшей очистке цилиндра на такте выпуска (рис. 4).

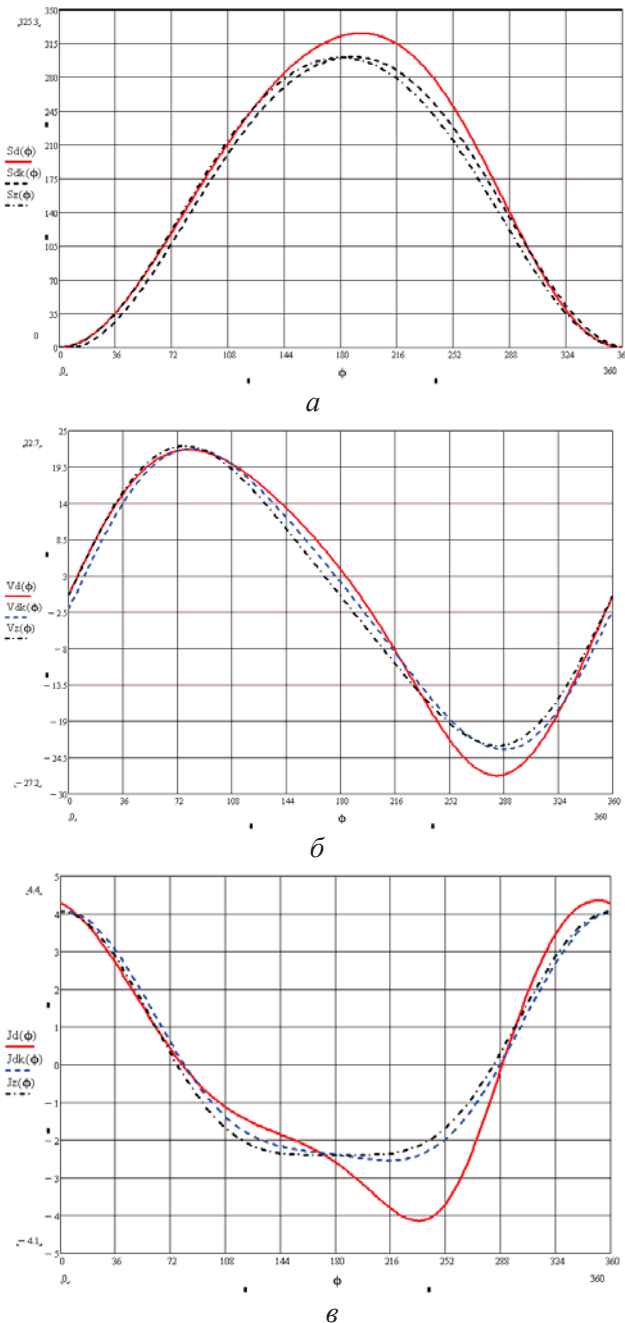


Рис. 4. Графики перемещения поршня S_d , скорости его перемещения V_d и ускорения J_d для случая классического центрального (z) и дезаксиального (k) КШМ и КШМ со сдвоенными кинематическими связями

Учитывая полученные результаты кинематических расчетов, проведем сравнительный анализ существующей классической

диаграммы ДВС и диаграммы КШМ со сдвоенными кинематическими связями.

Для доказательства воспользуемся расчетной схемой КШМ со сдвоенными кинематическими связями, представленной на рис. 3. Результаты решения прямой кинематической задачи КШМ, а именно определения кинематических параметров поршня в зависимости от угла поворота кривошипа, представлены (рис. 4) в виде графиков перемещения поршня S_d , скорости его перемещения V_d и ускорения J_d для КШМ со сдвоенными кинематическими связями в сравнении с центральным z и классическим дезаксиальным d КШМ. Из графиков однозначно определяется величина перемещения поршня и значения максимальных скоростей и ускорений его перемещения в первом и втором полупериодах.

Для достоверного определения величин поворота кривошипа коленчатого вала при движении поршня от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней (НМТ) и наоборот необходимо решить обратную кинематическую задачу определения угла поворота $\phi(a)$, где величина перемещения поршня $a = S = A'A$.

Графическое решение этой задачи представлено на рис. 5.

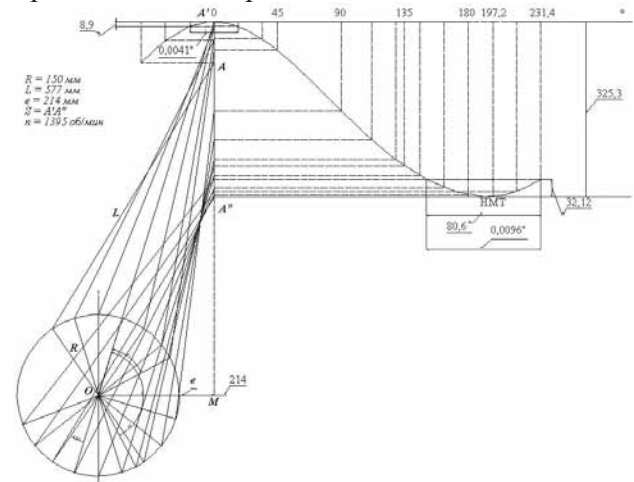


Рис. 5. График перемещения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа коленчатого вала

Из графика следует, что перемещение поршня от ВМТ к НМТ соответствует углу поворота коленчатого вала $197,2^\circ$. При этом перемещение поршня в районе НМТ ± 32 мм соответствует углу поворота коленчатого вала $80,6^\circ$, что при частоте вращения коленчатого вала, например, $n = 1395$ об/мин, составляет $0,0096$ с. Такое состояние поршня

обеспечивает коэффициент наполнения цилиндра равным единице, а учитывая скоростной напор во впускном трубопроводе, можно предположить увеличение коэффициента наполнения больше единицы.

Перемещение поршня в районе ВМТ ± 9 мм соответствует углу поворота коленчатого вала 34° , что при частоте вращения коленчатого вала, например $n = 1395$ об/мин, составляет 0,0041 с. Учитывая время процесса сгорания рабочей смеси в пределах 0,001 - 0,002 с, можно предположить о процессе сгорания при постоянном объеме.

Для аналитического решения задачи воспользуемся расчетной схемой (рис. 3), на которой представлены L – длина шатуна, R – радиус кривошипа, e – дезаксиал (дезаксаж), $A'A'' = S_d$ – путь поршня от одной мертвой точки к другой, $A'A = a$ – текущее положение поршня. Проведем расчет угла поворота кривошипа коленчатого вала для величины $a = 175$ мм.

Искомый угол поворота кривошипа $\varphi = \varphi(a)$ представляет собой сумму двух углов φ_1 и φ_2 , т. е.

$$\angle A'OB = \angle A'OA + \angle AOB.$$

Рассмотрим $\triangle A'OA$. Т.к. $OY \parallel A'A''$ и OA' секущая, то

$$\angle YO A' = \angle O A' A = \alpha_1 = \arcsin e / (R+L).$$

По теореме косинусов определим

$$OA = \sqrt{A'O^2 + A'A^2 - 2A'O \cdot A'A \cdot \cos \alpha_1}.$$

Подставив данные, получим

$$OA = \sqrt{(R+L)^2 + a^2 - 2(R+L) \cdot a \cdot \cos \alpha_1}.$$

При $a = 175$ мм, $R = 150$ мм, $L = 577$ мм и $\alpha_1 = 17,12^\circ$ определим $OA = 562,05$ мм.

Тогда

$$\cos \varphi_1 = \frac{OA'^2 + OA^2 - A'A^2}{2OA' \cdot OA} = 0,9957,$$

$$\varphi_1 = \arccos 0,9958 + 2k\pi.$$

При $k = 0$ угол $\varphi_1 = 5,25^\circ$. Угол φ_2 определим из $\triangle AOB$ при $OB = R = 150$ мм, $AB = L = 577$ мм и $OA = 562,05$ мм:

$$\cos \varphi_2 = \frac{OA^2 + OB^2 - AB^2}{2OA \cdot OB} = 0,032.$$

В этом случае $\varphi_2 = \arccos 0,032 + 2k\pi$. При $k = 0$ угол $\varphi_2 = 88,17^\circ$. Тогда $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 5,25 + 88,17 = 93,4^\circ$, что соответствует положению точки полученного значения угла φ для данного пути a поршня на графике, представленном на рис. 4,а.

При перемещении поршня в нижнюю мертвую точку угол также будет равен

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2.$$

Из $\triangle A'OA''$ при $OA' = R+L = 727$ мм, $a = 325,3$ мм и $\alpha_1 = 17,12^\circ$ определим сторону

$$OA'' = \sqrt{A'O^2 + A'A''^2 - 2A'O \cdot A'A'' \cdot \cos \alpha_1}.$$

Перейдем к виду

$$OA'' = \sqrt{(R+L)^2 + a^2 - 2(R+L) \cdot a \cdot \cos \alpha_1}$$

и, подставив значения, получим

$$OA'' = 426,82 \text{ мм.}$$

Тогда из $\triangle A'OA''$

$$\cos \varphi_1 = \frac{OA'^2 + OA''^2 - A'A''^2}{2OA' \cdot OA''}.$$

Подставив данные, получим

$$\cos \varphi_1 = \frac{(L+R)^2 + (R+L)^2 + a^2 - 2Rac \cos \alpha_1 - a^2}{2(L+R)\sqrt{(L+R)^2 + a^2 - 2Rac \cos \alpha_1}} = 0,9747.$$

В этом случае $\varphi_1 = \arccos 0,9747 + 2k\pi$. При $k = 0$ угол $\varphi_1 = 12,92^\circ$.

Угол φ_2 – внешний угол $\triangle BOA''$, определим его как $360^\circ - \angle BOA''$. Угол B в $\triangle BOA''$ определим как

$$\cos B = \frac{BO^2 + BA''^2 - OA''^2}{2BO \cdot OA''}.$$

Подставив данные, получим

$$\cos B = \frac{L^2 + R^2 + (R+L)^2 + a^2 - 2(R+L)a \cdot \cos \alpha_1}{2R \cdot L} = 0,998.$$

Угол $B = \arccos 0,998 + 2k\pi = 3,6^\circ + 2k\pi$. При $k = 0$ угол $B = 3,6^\circ$.

Аналогично для угла A в $\triangle BOA''$

$$\cos A = \frac{A''B^2 + A''O^2 - BO^2}{2A''B \cdot OA''}.$$

Подставив данные, получим

$$\cos A = \frac{L^2 + (R+L)^2 + a^2 - 2(R+L)a \cdot \cos \alpha_1 - R^2}{2L \cdot \sqrt{(R+L)^2 + a^2 - 2(R+L)a \cdot \cos \alpha_1}} = 0,9998.$$

Угол $A = \arccos 0,9998 + 2k\pi = 1,28^\circ + 2k\pi$. При $k = 0$ угол $A = 1,28^\circ$.

Тогда $\angle BOA'' = 180 - 3,6 - 1,28 =$

$$= 175,12^\circ, \text{ а } \angle \varphi'' = 360 - 175,12 = 184,88^\circ.$$

Тогда $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 12,92 + 184,88 = 197,8^\circ$.

Сравним данные результаты вычислений со значениями, полученными в процессе графического решения задачи для обоих случаев перемещения поршня, представленных на рис. 6.

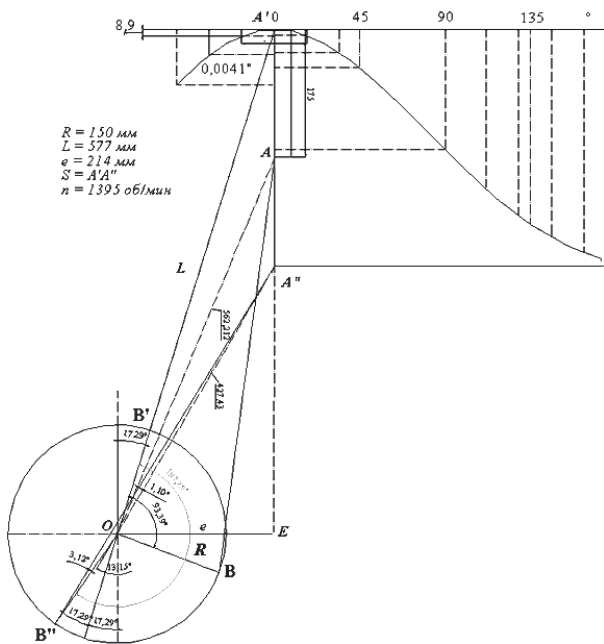
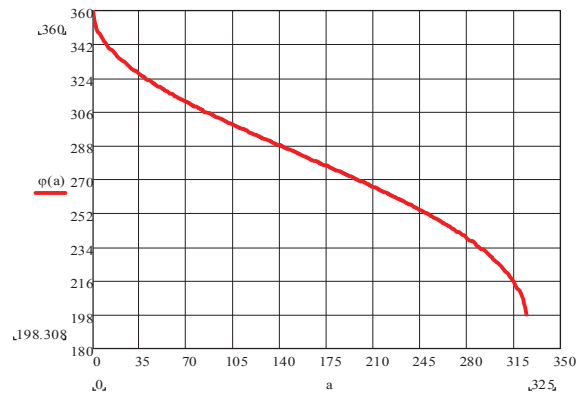


Рис. 6. Графические варианты решения задачи

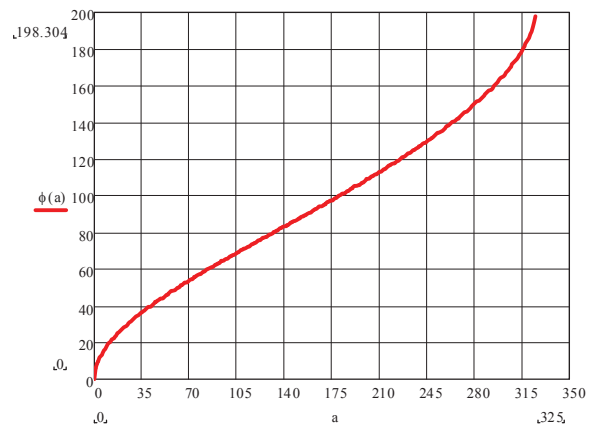
Сравнение результатов вычисления угла ϕ аналитическим и графическим способами для пути поршня, равного 175 мм, показывает их равенство ($93,4^\circ$ и $93,39^\circ$). Для пути в 325,3 мм, т.е. поршень находится в нижней мертвой точке ($197,88^\circ$ и $197,29^\circ$), расхождение результатов вычислений составляет 0,3%. Графики поворота кривошипа коленчатого вала в зависимости от положения поршня $\phi(a)$ при движении поршня от ВМТ к НМТ (рис. 7,б) и от НМТ к ВМТ (рис. 7,а), полученные при решении обратной кинематической задачи в программной среде Mathcad, представлены на рис. 7.

Пояснить сущность предлагаемого способа можно на основе сравнительного анализа существующей классической диаграммы ДВС и диаграммы ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями (рис. 8).

Для упрощения задачи углы перекрытия клапанов оставлены без изменения. Углы поворота коленчатого вала в классическом ДВС для каждого такта составляют 180° , а для КШМ со сдвоенными кинематическими связями величины углов поворота коленчатого вала для тактов впуска и расширения, сжатия и выпуска определяются величинами кинематических коэффициентов и для данного случая составляют для тактов впуска и расширения – 197° , а для тактов сжатия и выпуска – 163° .



а



б

Рис. 7. Графики поворота кривошипа коленчатого вала в зависимости от положения поршня $\phi(a)$ при движении поршня от ВМТ к НМТ (б) и от НМТ к ВМТ (а)

В отношении скорости поршня следует уточнить, что скорость его перемещения при движении от ВМТ к НМТ ниже, чем при движении от НМТ к ВМТ. И при нахождении поршня вблизи мертвых точек время его пребывания на 2-3 мс больше, чем в классических ДВС.

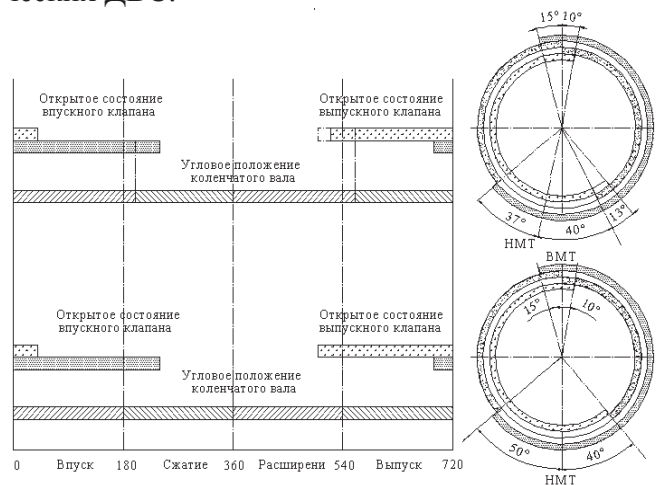


Рис. 8. Диаграммы классического ДВС и ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями

Это позволяет сделать заключение о значительном увеличении коэффициента наполнения цилиндра за счет значительного увеличения временного параметра такта впуска при сохранении углового положения начала такта сжатия.

Процессы сжатия в обоих случаях можно приравнять между собой по углу поворота коленчатого вала, конечно, учитывая разницу в количестве свежего заряда.

Степень сжатия при этом будет определяться как $\epsilon_c = V_c + 0,72V_h / V_c$ для случая классического ДВС и $\epsilon_c = V_c + 0,80V_h / V_c$ для случая ДВС со сдвоенными кинематическими связями. Учитывая приращение объема цилиндра V_h на 8-12 %, можно утверждать о некотором увеличении степени сжатия при прочих равных условиях.

В отношении процесса горения можно предположить, что в предлагаемом варианте КШМ с учетом увеличения времени пребывания поршня в районе ВМТ (4-6 мс) процесс будет приближаться к процессу горения при постоянном объеме. Это в значительной степени может увеличить термический КПД цикла.

Сравнение тактов расширения показывает, что даже при сохранении величины угла свободного выпуска отработавших газов угол расширения с формированием крутящего момента увеличивается на 7...21% (в данном конкретном случае – на 12,3 %).

Степень расширения при этом будет определяться как $\epsilon_p = V_c + 0,78V_h / V_c$ для случая классического ДВС и $\epsilon_p = V_c + 0,87V_h / V_c$ для случая ДВС со сдвоенными кинематическими связями.

Кроме того, степень геометрического расширения в случае ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями значительно превышает геометрическую степень сжатия:

$$\epsilon_p > \epsilon_c.$$

Это однозначно ведет к снижению температуры цикла, а следовательно, и к снижению количества вредных выбросов.

Такт выпуска также будет несколько отличаться снижением потерь за счет увеличения количества ОГ, выходящего из цилиндра в период свободного выпуска и снижения давления ОГ, а следовательно, и потерь в период принудительного выпуска.

Индикаторная диаграмма термодинамического цикла предлагаемого КШМ представлена на рис. 9.

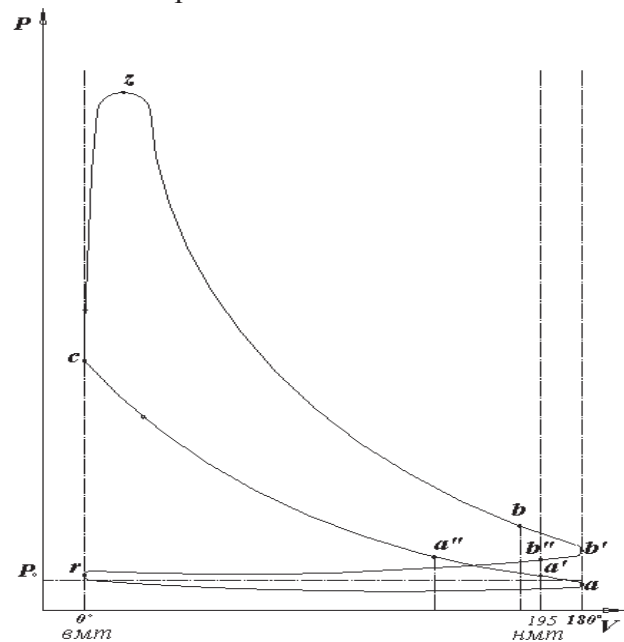


Рис. 9. Индикаторная диаграмма ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями:

- г – а' – такт впуска; а - а' – кинематический угол «дозарядки» цилиндра;
- а' - а'' – угол «дозарядки» цилиндра на такте сжатия;
- а' – с – такт сжатия рабочей смеси;
- с – z – процесс горения;
- z – b – рабочий ход (такт расширения);
- b - b' - b'' – угол свободного выпуска ОГ;
- b'' - г – такт выпуска

Участки кривой $a - a' - a''$ и $b - b' - b''$ представляют собой дополнительное приращение угла дозарядки цилиндра и угла свободного выпуска ОГ при сохранении значительных углов сжатия и выпуска и увеличения угла периода расширения $z - b'$.

Эффект от использования изобретения состоит в том, что увеличивается КПД двигателя за счет увеличения коэффициента наполнения цилиндров двигателя и улучшения процесса горения.

Имеет место выигрыш от повышения тепловой эффективности цикла, а следовательно, повышение экономических и экологических показателей при низком проценте выброса вредных веществ, особенно окиси азота. Кроме этого, значительно увеличивается величина крутящего момента.

Представленное техническое решение направлено на улучшение экономических и

экологических параметров. При этом его разработка велась с учетом использования возможности реализации в перспективных ДВС, используемых в составе гибридных и комбинированных силовых агрегатов.

Двигатели внутреннего сгорания на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями обладают улучшенными экономическими и экологическими характеристиками, высоким механическим КПД, а также улучшенными кинематическими и динамическими параметрами, реализованными на основе прогрессивного термодинамического цикла с высокой степенью расширения и с «внутренним охлаждением».

Библиографический список

1. <http://ru.wikipedia.org/wiki/Atkinson>.
2. [http://ru.wikipedia.org/wiki/ Цикл_Миллера](http://ru.wikipedia.org/wiki/Цикл_Миллера).
3. Пат. РФ, МПК. Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями [Текст] / А.А. Грабовский; № 2382891; опубл. 27. 02. 2010.
4. Грабовский, А.А. Кинематика кривошипно-шатунного механизма с двумя коленчатými валами [Текст] / А.А. Грабовский, Е.С. Аверьянова // Известия МГТУ «МАМИ»; Научный рецензируемый журнал. – М.: МГТУ «МАМИ». 2009. № 2 (8). - 317 с.

PROGRESSIVE THERMODYNAMIC CYCLE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE BASED ON CRANK A ROD THE MECHANISM WITH DUAL KINEMATIC COMMUNICATIONS

© 2011 A. A. Grabovskiy

The Penza state university

The analysis of the factors defining value of ecological and economic indicators of internal combustion engines is presented. The technical decisions directed on achievement of demanded indicators of quality of functioning, as that an internal combustion engine on a basis crank a rod the mechanism with the dual kinematic communications, possessing the improved ecological characteristics, in high mechanical efficiency, and also in the improved kinematic and dynamic parameters based on realization of a progressive thermodynamic cycle with high degree of expansion and with «internal cooling» are offered.

An internal combustion engine, the integrated motor-generator, capacity, a twisting moment, specific fuel consumption, ecological indicators, a thermodynamic cycle.

Информация об авторах

Грабовский Александр Андреевич, доцент кафедры «Транспортные машины» Пензенского государственного университета. Тел.: (841-2) 238817, 89273607192. E-mail: algra888@yandex.ru. Область научных интересов: энергетические установки, конструкция поршневых ДВС, рабочие процессы в двигателях, кинематика и динамика поршневых двигателей.

Grabovsky Alexander Andreevich, the senior lecturer of the Penza state university. Phone: (841-2) 238817, 89273607192. E-mail: algra888@yandex.ru. Area of research: Power installations, a design piston of internal combustion engines, working processes in engines, kinematics and dynamics of piston engines.

ТРЕБОВАНИЯ К СВОЙСТВАМ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ДЕТАЛЕЙ ГТД И ЭУ

© 2011 А. Н. Петухов

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва

На основе понятия о технологической наследственности и анализа сложной природы физико-химических процессов, протекающих в процессе формообразования детали из современных конструкционных материалов, формулируются требования к свойствам поверхностного слоя с учётом критериев, лимитирующих сопротивление многоциклового усталости (МнЦУ) и несущую способность основных деталей ГТД и ЭУ.

Сопротивление многоциклового усталости (МнЦУ), технологическая наследственность, свойства поверхностного слоя.

Анализ опыта создания отечественных и зарубежных ДЛА и ЭУ показывает, что на этапе освоения изделий (при стендовых испытаниях и опытной эксплуатации) прочностные дефекты и разрушения могут достигать 60% от общего числа выявляемых недостатков, из них около 70% приходится на долю разрушений от МнЦУ [1,2]. Тем не менее наибольшее внимание ресурса на этапе проектирования уделяется проблемам прогнозирования статической прочности и МЦУ. Это объясняется тем, что разрушения основных деталей ротора, например от МЦУ (дисков компрессоров и турбин, лопаток вентиляторов, валов и т. п.), часто не локализируются и последствия их разрушений весьма тяжёлые. При этом силовые, циклические, температурные и технологические факторы, определяющие долговечность деталей при МЦУ, с высокой достоверностью могут быть получены ещё на этапе проектирования. Кроме того, в процессе доводки они уточняются по результатам стендовых, лабораторных и эксплуатационных испытаний двигателя в целом или его узлов. Разрушения, связанные с длительной прочностью и МЦУ, скорее являются следствием существенных отклонений расчётных условий от реализуемых в эксплуатации, либо грубых отступлений в процессе изготовления деталей и узлов. Разработка технологического процесса требует не только гарантированного обеспечения заданных чертежом геометрических параметров, но и специальных свойств материала деталей, без которых невозможно обеспечить им необходимые прочностные эксплуатационные свойства и ресурс.

Под долговечностью понимается способность объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Большое значение при прогнозировании долговечности имеет точность определения температурного поля на стационарных и переходных режимах работы, а для МЦУ необходим расчёт напряжённо - деформированного состояния (НДС) в зонах концентрации напряжений (отверстиях, галтелях, фланцах, пазах и т.п.). Для этого, кроме применения численных методов, может потребоваться решение пространственных задач теории упругости с учётом пластичности.

Преобладание разрушений деталей от МнЦУ на всех этапах «жизненного цикла» ДЛА связано как с многообразием факторов, влияющих на сопротивление усталости (технологических, конструктивных, эксплуатационных, физической природы материала и др.), так и сложностью прогнозирования опасных амплитуд переменных во времени напряжений даже резонансных колебаний, вызываемых неравномерностью воздушного или газового потоков, автоколебаний, срывных или совместных колебаний лопаток и диска, диска и вала, флаттера и т. п.

Проблема предупреждения усталостных разрушений деталей ДЛА очень сложна. Она может быть решена несколькими методами [1,2] на разных этапах жизненного цикла ГТД:

- *при проектировании* - обеспечением максимального сопротивления МЦУ и МнЦУ детали за счёт минимизации роли концентраторов напряжений и регламентации свойств поверхностного слоя;

- при изготовлении - выполнением ТУ чертежа, минимизацией или нейтрализацией последствий отрицательной технологической наследственности при выполнении операций повышенного риска;

- в эксплуатации - за счёт снижения амплитуды эксплуатационных напряжений, регистрации забросов температуры, фактического числа циклов, а также внедрения мероприятий (конструктивных и технологических), снижающих влияние эксплуатационных повреждений;

- при ремонте (на крыле и в заводских условиях) - тщательностью выполнения дефектации и строгим соблюдением технологии ремонта, применением объективных диагностических средств, накоплением, анализом и обобщением банка данных по выявленным и устранённым дефектам.

На основе понятия о технологической наследственности, анализа сложной природы физико-химических процессов, протекающих в процессе формообразования детали из современных конструкционных материалов, и с учётом критериев, лимитирующих несущую способность основных деталей ГТД, необходимы требования:

- к технологическим процессам изготовления основных деталей ГТД и ЭУ в зависимости от видов напряженного состояния деталей и особенностей эксплуатации;

- к параметрам свойств поверхностного слоя, ответственных за формирование прочностных характеристик, включая статическую, циклическую долговечность МЦУ и сопротивление МнЦУ;

- к методам и области эффективного применения поверхностного упрочнения.

Технологическая наследственность

Под технологической наследственностью понимается влияние производственных процессов и отдельных операций на несущую способность детали. Как уже отмечено, наиболее распространённым разрушением деталей ГТД является МнЦУ [1;2], которая, в первую очередь, определяется свойствами поверхностного слоя.

Абсолютное большинство методов обработки деталей сопровождается локальным силовым воздействием на деталь. К ним относятся не только черновая обработка, где

наиболее резко выражено деформационно-силовое воздействие, но и чистовая, размерно-чистовая, а тем более упрочняющая обработка поверхностей деталей – поверхностная пластическая деформация (ППД). При этом разновидности ППД и арсенал физико-химических воздействий на поверхность и поверхностные слои при обработке постоянно увеличиваются, возрастает также роль комбинированных технологических воздействий на финишных операциях. ППД нередко считается гарантией обеспечения заданного ресурса и надёжности основных деталей ГТД.

Как правило, основной формообразующей операцией для большинства деталей является механическая обработка резанием (черновая, получистовая и чистовая), которая обычно завершается отделочными операциями шлифованием и полировкой, в основе которых лежит разновидность процесса резания с помощью абразивного инструмента.

Элементарный акт резания включает поверхностное пластическое воздействие, представляющее собой результат локального действия нормальных и касательных сил за пределами упругости в условиях статического или динамического характера нагружения. Это связано с тем, что в процессе формообразования детали её поверхностный слой при взаимодействии с режущим и отделочным инструментами в условиях «жесткого» и «мягкого» нагружения при высоком градиенте температуры в зоне резания многократно воспринимает интенсивные по степени и глубине циклические деформации.

Важно отметить, что при изготовлении ответственных деталей ГТД (дисков, валов и др.) операции резания оказываются *окончательными*. Это относится к операции протягивания пазов и шлицев в дисках или валах, сверлению отверстий, обработке лабиринтов (уплотнений) в дисках. Такие операции трудно контролируются по параметрам поверхностного слоя и относятся к операциям повышенного риска.

В качестве альтернативы механическим методам обработки следует осваивать и внедрять современные методы электроэрозионной и электрохимической обработок, позво-

ляющих получать поверхностные слои практически без пластической деформации.

Вследствие этого свойства поверхностного слоя существенно отличаются от свойств сердцевины детали по физическим параметрам, структурному и химическому составу и по механическим свойствам [1-5]. Поэтому понятие технологической наследственности обычно характеризуется параметрами, характеризующими состояние и свойства поверхностного слоя.

В целом технологическую наследственность принято определять физическими, химическими, структурными, деформационными и геометрическими параметрами, сформировавшимися в поверхностном слое и в объеме детали после основных технологических процессов или после специальных окончательных операций.

Физические параметры [2] определяются размерами зёрен, фаз, блоков D , плотностью дислокаций ρ , концентрацией вакансий c , параметрами кристаллической решётки a , активационным объемом γ накопленной энергии кристаллической решётки материала W , углом разориентировки блоков $a_{\text{бл}}$.

Химические параметры характеризуются составом фаз (объёмной долей, размером и формой, распределением по объёму и т. д.), концентрацией химических элементов в объёме сплава, концентрацией элементов в фазе, микрообъёме и т. д.

Деформационные параметры характеризуют: пластическую деформацию ϵ , её глубину h и степень наклёпа N_n ; остаточные напряжения $\sigma_{\text{ост}}$ (макронапряжения, напряжения первого рода и микронапряжения второго и третьего рода).

Геометрические параметры характеризуются шероховатостью поверхности (R_a , R_z , R_{ax} , S_m , S , R_{ck} , d_n), которая определяется совокупностью микронеровностей, образующих профиль поверхности, а по существу - играющих роль концентраторов напряжений; волнистостью, направлением неровностей и т. п.

Технологическая наследственность проявляется:

- в структурном состоянии материала, формирующемся при термопластической обработке (особенно у титановых сплавов) или

при термической обработке у сталей и никелевых сплавов;

- размере зёрен, текстуре материала, формирующихся при горячем (холодном) деформировании, а при литье дополнительно в направлении кристаллической ориентации;

- образовании технологических остаточных напряжений в штамповках, прокате, литье, при механической обработке, сборке, при нанесении покрытий, химическом травлении и т. д.

В результате взаимодействия перечисленных факторов формируются основные характеристики прочности и эксплуатационные свойства конструкционного материала (хотя влияние отдельных операций неравнозначно), определяющие несущую способность деталей.

Отсюда вытекает представление об операциях «повышенного риска», которые присутствуют на различных этапах технологического цикла производства деталей. При этом важно знать основные признаки «опасной» технологической наследственности, которые должны контролироваться в процессе производства:

- структурная и фазовая однородность;
- размер зёрен или кристаллической ориентации;
- соответствие техническим условиям (ТУ) характеристик σ_B ; σ_T ; $\sigma_{\text{дл}}$; σ_L ; σ_N ; HB ; δ ; ψ и т.д.;
- изменение химического состава (локальное или в объёме);
- шероховатость поверхности;
- степень и глубина наклёпа;
- величина и знак остаточных напряжений, глубина их залегания и т. д.

Следствием отклонений от заданных параметров является уменьшение долговечности деталей [1-5,], проявляющееся в виде:

- разрушения (растрескивания) поверхностного слоя с последующей МнЦУ;
- снижения статической прочности (длительной, циклической долговечности – малоцикловая усталость – МЦУ, или термопрочности);
- снижения коррозионной стойкости материала и т. п.

Тщательные комплексные исследования процесса резания показывают, что он

представляет собой как сложный деформационный, так и физико-химический процесс, протекающий в зоне образования стружки и на поверхностях взаимодействия инструмента с деталью, включая окружающую среду.

Процесс резания как взаимодействие инструмента с деталью с деформационной точки зрения (рис. 1) состоит из отдельных циклов нагружения материала в локальной зоне. Его можно представить следующим образом. В первом полуцикле 1 при взаимодействии передней кромки резца с металлом реализуется «жёсткое» сжатие металла ($\epsilon_{сж} = \text{const}$ при $\sigma_{сж \text{ max}} > \sigma_{пл}$, где $\epsilon_{сж}$ - деформации сжатия, $\epsilon_{пл}$ - пластические деформации), а в следующем полуцикле 2, когда задняя кромка резца взаимодействует с металлом - разгрузка и «мягкий» полуцикл 3 растяжения за счёт сил трения ($\sigma_p = \text{const}$, $\sigma_p < \sigma_{пл}$ при наличии смазки).

Следует отметить, что основное деформационное повреждение поверхностный слой получает в первом полуцикле нагружения, а глубина пластически деформированного слоя, где формируются растягивающие остаточные напряжения, может превышать 100-150 мкм, последствия которых не могут быть полностью устранены последующими отделочными обработками.

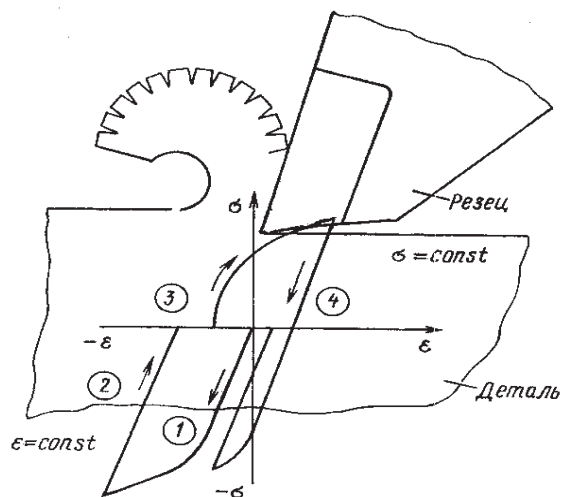


Рис.1. Схема деформирования материала в зоне передней режущей кромки резца при обработке детали:

1 - полуцикл нагружения при постоянной деформации $\epsilon = \text{const}$; 2; 3 и 4 - полуциклы нагружения при постоянном напряжении $\sigma = \text{const}$

Вследствие интенсивности силового и термического (термопластического) воздействия в поверхностном слое механические характеристики материала изменяются как локально, так и по глубине слоя: уменьшается его пластичность, повышается твёрдость и т.д. Кроме того, при взаимодействии материала инструмента с деталью проявляются адгезионные и диффузионные процессы, приводящие к изменению химического и структурно-фазового состава поверхностного слоя, которые отрицательно влияют на его прочностные свойства.

Исследования состояния тонких слоёв обрабатываемого материала и режущего инструмента [2] методами металлографии, металлофизики, на растровом электронном микроскопе и микроспектральным анализом химического состава и позволили выявить ряд дополнительных особенностей процесса резания. Показано, что с ростом скорости резания увеличивается средняя температура резания $\theta_{ср}$. В частности, при лезвийной обработке никелевого сплава ХН51ВМТЮКФР инструментом с режущей пластинкой из твёрдого сплава ВК6М при скоростях резания от $V=10$ м/мин до $V=45$ м/мин и глубине резания около $t = 1,0$ мм и подаче $s = 0,1$ мм/об значение температуры $\theta_{ср}$ повысилось с 560°C до 950°C . На задней поверхности резца при низкой скорости резания наблюдался полный пластический контакт по площадке износа, а минимальная толщина обрабатываемого материала, удерживаемого силами адгезии, составила 2 мкм.

Рост скорости резания до 30 м/мин при $\theta_{ср} = 830^\circ\text{C}$ сопровождается снижением интенсивности адгезионных явлений. При высоких скоростях (45 м/мин) значение $\theta_{ср}$ может достигать 950°C , а пластический контакт до 30% площадки.

Установлено, что независимо от схемы нагружения и скорости резания в определённом диапазоне $\theta_{ср}$ наблюдается зона снижения пластичности сплава. Эта зона для сплава ХН51ВМТЮКФР, где меняется механизм разрушения сплава, проявляется в интервале $\theta_{ср} = 800 \dots 850^\circ\text{C}$. При $\theta_{ср} = 500 \dots 600^\circ\text{C}$, когда материал обладает высокими характеристиками пластичности, деформация протекает внутри зерна, составляя 68,5% общей деформации по сравнению с 8,5 % доли в деформации границ зёрен (табл. 1).

Таблица 1. Влияние $\theta_{ср}$ на соотношение механизмов деформации в деформированном жаропрочном никелевом сплаве ХН51ВТЮКФР [2]

$\theta_{ср}$, °С	Внутри- зёрненное скольже- ние	Межзё- ренное сколь- жение	Вклад тела зерна в общую дефор- мацию	Вклад границ зерна в общую дефор- мацию
650	3,7	0,46	68,5	8,5
850	0,85	5,3	12,5	78
950	8,2	4,7	40	57

При относительно низких температурах деформации в процессе обработки резанием этого сплава, упрочнённого γ -фазами твёрдого раствора и γ -фазой, интерметаллидные фазы не являются барьерами, блокирующими движение дислокаций, и интенсивно деформируются совместно с матрицей сплава.

При температурах $\theta_{ср}$, когда материал имеет минимальные пластические свойства, основной вклад в общую деформацию вносит механизм межзёрненного скольжения. Границы зёрен оказываются менее прочными, чем матрица, которая вместе с упрочняющими интерметаллидными фазами более эффективно сопротивляется пластическому деформированию. Об этом свидетельствует невысокое искажение вида γ' -фазы.

При повышении скорости резания до $V=20$ м/мин, когда в зоне резания температура достигает $\theta_{ср}=750^\circ\text{C}$, возникают благоприятные условия в зоне контакта: высокая степень пластической деформации, вызванная высоким уровнем контактных напряжений (условия «жёсткого» нагружения при сжатии), способствующих росту диффузионной подвижности атомов при наличии атомарного контакта ювенально чистых поверхностей, наблюдается взаимное проникновение легирующих элементов инструмента и материала детали на глубину до 10 мкм.

Активное влияние при этом имеют также градиенты химических потенциалов элементов, температуры, электрического потенциала, давления и др. Дальнейшее повышение скорости резания сопровождается ростом температуры и интенсификацией диффузионных процессов, дополнительной активизацией новых химических элементов.

Глубина взаимного проникновения элементов при скорости 45 м/мин достигла 10 мкм, а диффузионные процессы сопровождались образованием новых фаз.

Подобные процессы имеют место и при обработке других конструкционных материалов. Так, при обработке титанового сплава ВТ9, наряду с диффузионными процессами наблюдались химические реакции с образованием интерметаллидов типа Ti_2Co , $TiCo$, $TiCo_2$, Co_2Al_9 , $Co_{14}Al_{13}$.

Таким образом, приведенные данные показывают, что при механической обработке резанием в поверхностном слое деталей (особенно из жаропрочных титановых и никелевых сплавов, теплопрочных коррозионно-стойких сталей) термопластические деформации сопровождаются сложными механохимическими, физико-химическими процессами и полиморфными превращениями, которые в итоге оказывают влияние на несущую способность.

Деформационный фактор, характеризующий степень и глубиной наклёпанного слоя, вносит значительный вклад в формирование поверхностного слоя, который в зависимости от исходных свойств материала и режимов обработки может достигать десятки и сотни мкм. Отмечено, что по мере повышения жаропрочности сплавов снижаются пластичность и коэффициент упрочнения, а также прочностные параметры поверхностного слоя. У жаропрочных никелевых сплавов при высоких скоростях резания из-за большего процента содержания упрочняющей γ' -фазы, ответственной за повышение температуры разупрочнения, отсутствуют конкурирующие процессы разупрочнения. При механической обработке резанием, как следствие силового и термического воздействия на металл в зоне резания [2;4], пластическая деформация неоднородна по поверхности и затухает по глубине слоя.

Кроме того, наблюдаются:

- изменение размеров блоков $\langle a \rangle$;
- повышение плотности дислокаций ρ ;
- увеличение накопленной энергии кристалла $\langle |W| \rangle$;
- снижение пластичности δ ;
- повышение микротвёрдости H_μ ;
- изменение $\sigma_{дл}$, σ_{-1} и т.д.

Таблица 2. Характеристики параметров поверхностного слоя сплава ВТЗ-1 и стали 15Х16К5Н2 после протягивания и влияние их на пределы выносливости после протягивания [2]

Материал	V , мм/мин	Подъём на зуб Z , мм/зуб	R_a , мкм	$\langle a \rangle$, Å	$\langle W \rangle$	σ_{-1} , МПа $N=10^7$ ц, $T_{исп}=20^\circ\text{C}$
ВТЗ-1	23,7	0,05	0,36	765	1,47	330
	27,3	0,11	0,36	780	1,48	290
Сталь	9,6	0,02	0,80	624	1,20	210
	17,4	0,05	0,72	550	1,20	250
	17,4	0,11	0,65	520	1,37	230

В качестве примера в табл. 2 приведены некоторые характеристики параметров поверхностного слоя после протягивания сплава ВТЗ-1 и стали 15Х16К5Н2 и влияние их на пределы выносливости после протягивания. Можно отметить, что изменение режимов протягивания по-разному влияет на характеристики поверхностного слоя и предел выносливости.

Существенно влияние на сопротивление усталости высокопрочных конструкционных материалов при умеренных и нормальных температурах шероховатости поверхности (табл. 3), особенно при кручении.

Таблица 3. Влияние на предел выносливости σ_{-1} и τ_{-1} различных видов механической обработки. Сталь 13Х11Н2В2МФ, $T_{исп} = 20^\circ\text{C}$ [2]

Вид образца	Вид механической обработки	K_σ	K_τ	σ_{-1} , τ_{-1} МПа	
				σ_{-1}	τ_{-1}
Круглые стандартные изгибы с вращением или кручением)	Точение + шлифование + полировка, $R_a = 0,63$ мкм	1,0	1,0	520	380
	Точение $R_a = 5$ мкм, $R_z = 40$ мкм	1,93	2,1	270	180
	Точение + шлифование $R_a = 1,25$ мкм, $R_z = 40$ мкм	1,73	1,8	300	210
Образцы, вырезанные из вала с сохранением поверхности и концентратора напряжений (симметрич. пл. изгиб или симметрич. кручение)	Точение + шлифование + полировка, $R_a = 0,63$ мкм	1,53	1,5	340	255
	Точение + шлифование + полировка + ППД микрошариками, $R_a = 0,63$ мкм	1,16	1,19	450	320

Кроме того, при одних и тех же параметрах обработки поверхности у образцов, вырезанных из детали, значения пределов выносливости (σ_{-1} и τ_{-1}) ниже, чем для стандартных образцов.

Поверхностный слой детали, являясь носителем технологической наследственности, характеризуется рассмотренными выше параметрами, а их влияние на несущую способность взаимосвязано. Поэтому задача технолога состоит в том, чтобы уменьшить отрицательные последствия такого воздействия на материал детали, т.е. нейтрализовать влияние отрицательной технологической наследственности на эксплуатационные характеристики материала.

Показано, что сжимающие остаточные напряжения всегда способствуют повышению предела выносливости, но положительное их влияние значительно меньше, чем отрицательное влияние растягивающих остаточных напряжений (рис. 2).

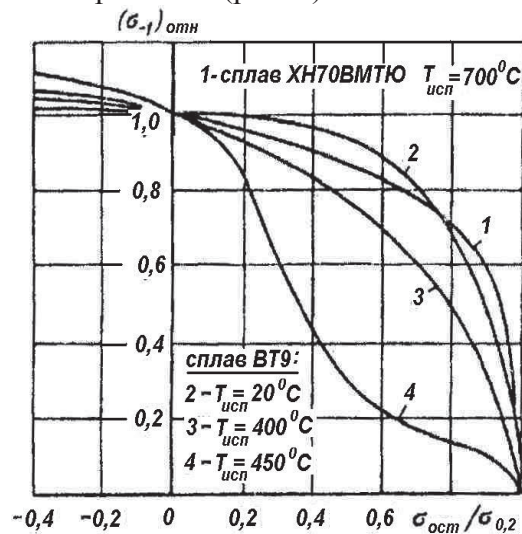


Рис. 2. Зависимость относительной величины предела выносливости от отношения величины остаточных напряжений к условному пределу текучести $\sigma_{отн} = \sigma_{ост} / \sigma_{0,2}$

Связь между относительной величиной предела выносливости и относительной величиной остаточных напряжений можно представить в виде функции [2]

$$(\sigma_{-1})_{отн}^n + (\sigma_{ост})_{отн}^n = 1,$$

где σ_a - относительная величина предела выносливости $(\sigma_{-1})_{отн}$;

$(\sigma_{ост})_{отн}$ - относительная величина остаточных напряжений.

Интенсивность процессов разупрочнения и перераспределения остаточных напряжений зависит от температуры, уровня действующих напряжений и от исходного состояния поверхностного слоя. С повышением температуры эксплуатации роль остаточных напряжений уменьшается вследствие их релаксации, а роль шероховатости поверхности увеличивается.

При рабочих температурах T_3 , составляющих $T_3 < 0,7T_{ст}$, т. е. температуры старения, влиянием пластического деформирования на длительную прочность можно пренебречь. Однако при температурах $T_3 > 0,7 T_{ст}$ в сплавах наблюдаются процессы возврата и рекристаллизации, сопровождающиеся интенсивным окислением поверхности, вызванным повышением диффузионной активности атомов легирующих элементов. В результате ослабляются границы зерен, по которым развиваются микротрещины, переходящие в очаги усталостных разрушений.

Особые требования к технологии изготовления деталей из титановых сплавов

Опыт применения титановых сплавов показывает, что конструкционная прочность деталей из титановых сплавов определяется рядом технологических факторов:

- термические и деформационные режимы термопластической обработки, формирующие макро- и микроструктуру сплава, а также основные характеристики прочности и пластичности материала заготовок или полуфабрикатов;
- наличие металлургических дефектов и вредных газовых примесей;
- механическая обработка, формирующая свойства поверхностного слоя детали и влияющая на прочность при статическом, циклическом и вибрационном нагружении;
- электронно-лучевая сварка при изготовлении, например, роторов с последующей их термообработкой и др.

Титановые сплавы чувствительны к особенностям конструктивных решений при проектировании деталей из них, а также к условиям эксплуатации деталей. Кроме того, для них большую роль играет тщательность соблюдения режимов на предварительных операциях, а не только на заключительных при отделочных обработках. На это указыва-

ет и хорошая корреляционная связь [2,5] между величиной предела выносливости σ_{-1} и показателем m кривой усталости: чем выше значение m , тем совершеннее технологический процесс и выше предел выносливости.

Разработчики ДЛА предъявляют ряд требований:

- к стабилизации прочностных свойств полуфабрикатов из титановых сплавов [2];
- к обеспечению специальных свойств сплавов [1,2];
- к введению нормированных значений для характеристик трещиностойкости сплавов или критериев, выявляющих связь между характеристиками пластичности и трещиностойкости [5].

В отличие от сталей, структура и свойства которых формируются при термообработке (закалка с последующим отпуском), изменить структурное состояние титановых сплавов можно только совмещением термической обработки с объемной деформацией (ТМО) в узком температурном интервале, определяемом температурой полиморфного (фазового) превращения $T_{пп}$, которая индивидуальна для каждой заготовки и зависит от содержания в ней кислорода.

Именно проявлением такой локальной ТМО может быть объяснено резкое снижение предела выносливости титановых сплавов при нарушении режимов обработки на предварительных операциях [1,2] и при скоростном протягивании пазов или шлиц в дисках компрессоров, а также большой разброс результатов при испытаниях на МнЦУ.

Учет $T_{пп}$ особенно важен при ВТМО и при ТМО. Например, $T_{пп}$ для сплава ВТЗ-1 при номинальном режиме нагрева под штамповку при 930°C фактически может изменяться от плавки к плавке в пределах 930...1020°C. Потому незнание $T_{пп}$ для конкретной заготовки приведёт к большой неоднородности свойств в штамповке: диапазон значений предела прочности составит $\sigma_B = 1200...1500$ МПа.

Пластичность вместо $\delta > 10$ % по ТУ может быть $\delta < 6$ %, т.е. повысится склонность сплава к хрупкому разрушению. В структуре сплава может наблюдаться мелкодисперсная α -фаза, обусловленная деформационным наклёпом.

Кроме МнЦУ, параметрами, реагирующими на отклонение характеристик прочности, являются $K_{ст}$ и малоцикловая усталость σ_N , определяемая по результатам испытаний образцов с концентраторами ($\alpha_\sigma = 3,5 \dots 4$) напряжений.

Применение лопаток с заданной КГО позволяет повысить эксплуатационную температуру и ресурс лопаток ГТД, однако при умеренных температурах в профильной и замковой части лопаток возможны смешанные разрушения.

В начальной стадии они подобны разрушениям поликристаллических лопаток, но достигнув плоскости скольжения, трещина может изменить скорость и направления развития, быстро распространяясь по нескольким плоскостям скольжения, что является следствием проявления высокой анизотропии свойств сплава в зонах детали, где образуются очаги разрушений: на внутренней поверхности лопаток, имеющей большой градиент температуры (в перфорационных отверстиях), от дефектов литья, скопления карбидов и т. п.

Проявляется провоцирующая роль фреттинга, который обычно для лопаток турбин с равноосной структурой, по сравнению с деталями компрессора, был и сейчас находится вне поля зрения разработчиков.

Требования к конструкции лопатки НК:

- в профильной части, где необходимы максимальные свойства МОНО сплава, не допустимы резкие изменения формы, в том числе наличие бандажной полки;
- конструкция лопатки в профильной части после литья не должна подвергаться механической доработке, особенно в зонах, где рабочие температуры превышают 800°C ;
- традиционные щели на выходной кромке для выпуска охлаждающего воздуха следует заменять отверстиями;
- без специальной проработки конструкции, включая экспериментальные и расчётные исследования, замена материала лопатки из равноосного сплава на МОНО не допустима.

Требования к отливкам лопаток. При литье лопаток с заданной кристаллографической ориентацией необходимо:

- регламентировать отклонение величины угла γ КГО [001] от продольной оси OZ ло-

патки, которая должна находиться в пределах $\gamma \leq 10^\circ$, что гарантирует минимальные разбросы действующих на лопатку напряжений;

- применять специальные заправки (кристаллы с заданной КГО), что позволяет стабилизировать значения угла γ и снизить разброс собственных частот колебаний лопаток;
- проектировать отливки лопаток так, чтобы в критических зонах профильной части не требовалась обрезка литниковой системы и последующая механическая обработка;
- избегать в отливках технологических приливов, а при их наличии они должны удаляться бездеформационным методом – электрохимическим;
- не допускать обработку ГИП лопаток и отливки с пластически деформированным или рекристаллизованным слоем в профильной части.

Требования к обработке поверхности лопаток НК. Обычная механическая обработка профильной части лопаток сопровождается пластической деформацией, поэтому на профильной части лопатки с моноструктурой нельзя допускать пластическую деформацию, которая при эксплуатационной температуре будет вызывать рекристаллизацию, т.е. деградацию свойств материала по параметрам жаропрочности и длительной прочности.

Лопатка в зонах с рабочей температурой $\leq 800^\circ\text{C}$ (удлинительной ножки и хвостовика) должна иметь защитный (модифицированный) слой с равноосной структурой, препятствующий разрушениям сколом и фреттинг-усталости.

Подготовка поверхности профильной части лопатки к нанесению жаростойкого или теплозащитного покрытия не должна приводить к образованию рекристаллизованного слоя [5].

Библиографический список

1. Кузнецов, Н.Д. Технологические методы повышения надежности и ресурса деталей машин [Текст]: справочник / Н.Д. Кузнецов, В.И. Цейтлин, В.И. Волков.- М.: Машиностроение, 1993.- 304 с.

2. Петухов, А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД [Текст] / А.Н. Петухов - М.: Машиностроение, 1993. - 240 с.

3. Петухов, А.Н. Многоцикловая усталость материалов и деталей газотурбинных двигателей [Текст] / А.Н. Петухов // Проблемы прочности. – 2005. - №3 (375). - С.5-21.

4. Петухов, А.Н. Многоцикловая усталость материалов и деталей ГТД [Текст]:

международ. конф. 17-20 июня 2008. Т.1 / А.Н. Петухов – СПб.: Политехнический институт. - С. 282-285.

5. Петухов, А.Н. Проблемы многоцикловой усталости материалов для современных ГТД и ЭУ [Текст] / А.Н. Петухов // Деформация и разрушение. – 2009. - № 10. - С.30-35.

REQUIREMENTS TO QUALITY SUPERFICIAL LAUER OF DETAILS GTE

© 2011 A. N. Petukhov

Central Institute of aviation Motors, Moscow, Russia

Modern requirements to used in GTE to constructional materials and feature of realization in details GTE of the service properties incorporated in constructional materials are considered. It is shown that prevalence of destructions of details for high-cycle fatigue (FCH). It is connected with variety of factors (constructive, technological , exploitation etc.). Influencing resistance of fatigue strength and complexity of forecasting of dangerous amplitudes of variable pressure.

High-cyclic fatigue (FHC), technological herediry, properties of a surface.

Информация об авторах

Петухов Анатолий Николаевич, доктор технических наук, профессор МАИ и МАТИ, начальник сектора «Многоцикловая усталость материалов и деталей ГТД» Центрального института авиационных моторов им. П.И. Баранова, г. Москва. Тел.: (495) 362-40-09. E-mail: pan_ustalost@ciam.ru. Научные интересы: многоцикловая и малоцикловая усталость конструкционных материалов и деталей ГТД в широком диапазоне температур с учётом технологических и эксплуатационных факторов (фреттинг, фреттинг-усталость и др.).

Petukhov Anatoly Nikolatvich, professor, chief department “High-cycle fatigue materifls and component GTE” of Central Institute of aviation Motors, Moscow. E-mail: pan_ustalost@ciam.ru. Area of research: Account problems at stages of a choice of constructional materials of features of manufacturing techniques of details and the operational factors influencing HFC are considered, fretting-fatugue.

УДК 621.452

СОЗДАНИЕ МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ВДУВА ГЕЛИЯ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В КАМЕРЕ ЖРД С ВЫТЕСНИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

© 2011 В. Н. Шнякин, А. Н. Коваленко, В. Н. Коваленко, А. В. Родькин,
Е. Н. Бочев, А. П. Макотер, Ю. В. Блишун

ГП «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», г. Днепропетровск, Украина

Для эффективного анализа результатов стендовых и летных испытаний ЖРД с вытеснительной системой подачи топлива необходимо иметь методику оценки движения газожидкостной смеси по магистралям двигателя. С этой целью подвергались анализу статические и динамические давления, величины виброускорений в характерных точках магистралей при проливах водой на специальной экспериментальной установке. В качестве «эталонного» метода использованы наблюдения при помощи высокоскоростной видеокамеры.

Вдув гелия, газожидкостная смесь, испытания ЖРД.

Наличие свободного гелия в компонентах топлива на входе в ЖРД оказывает существенное влияние на его рабочие характеристики. Для ЖРД с вытеснительной системой подачи топлива присутствие в топливных баках свободного газа наддува является допустимым явлением. До воспламенения в камере тяги нет, поэтому в период запуска двигателя (от момента открытия подбаковых клапанов до воспламенения) свободный газ может проникнуть в топливные магистрали в виде большого одиночного пузыря или серии более мелких пузырей. Продолжительность такого состояния составляет $\approx 0,5 \dots 1$ с. Свободный газ может проникнуть в огневое пространство камеры и при останове, например при выработке компонента в одном из баков и разрушении мембраны, либо при использовании баков без разделительной мембраны. Наличие свободного газа в компонентах топлива приводит к возникновению двухфазного газожидкостного потока и изменению гидравлических характеристик системы и рабочих процессов.

Для проведения исследований влияния свободного гелия в топливе на рабочие характеристики ЖРД необходимо разработать и изготовить экспериментальную установку для создания методики оценки движения свободного газа по топливным магистралям двигателя. Методика должна быть основана на анализе результатов измерений датчиками, которые широко применяются при огневых испытаниях ЖРД, что позволит использовать данную методику при стендовых и

летных испытаниях ЖРД. С этой целью была разработана экспериментальная установка (рис. 1), в которой статические давления замерялись датчиками типа МД и АИР, пульсации давления – датчиками ЛХ611, а вибрации – акселерометрами типа АВС-134-02. Установка позволяет различным образом осуществлять вдув свободного газа: с разрывом и без разрыва потока жидкости, при запуске или на установившемся режиме. В качестве свободного газа использовался натуральный газ – гелий, модельная жидкость – вода. Применение воды позволило существенно упростить обработку методики, кроме того, появилась возможность ввести в состав экспериментальной установки устройство с прозрачным участком магистрали и применить при исследовании в качестве «эталонного» метода видеонаблюдение при помощи высокоскоростной видеокамеры. Опираясь на показания видеонаблюдений, проверялись другие методы оценки, основанные на анализе показаний датчиков статических и динамических давлений и вибраций.

При испытаниях исследовался вдув гелия объемом от 600 нсм^3 до 5000 нсм^3 в поток воды с расходом $0,35 \text{ л/с}$ и скоростью 4 м/с . Время вдува составляло от $0,67 \text{ с}$ до 1 с . Видеонаблюдения показали, что скорость движения пузырей практически равна скорости жидкости. Визуально различия в характере и скорости движения пузырей для горизонтально и вертикально расположенных трубопроводов не выявлено.

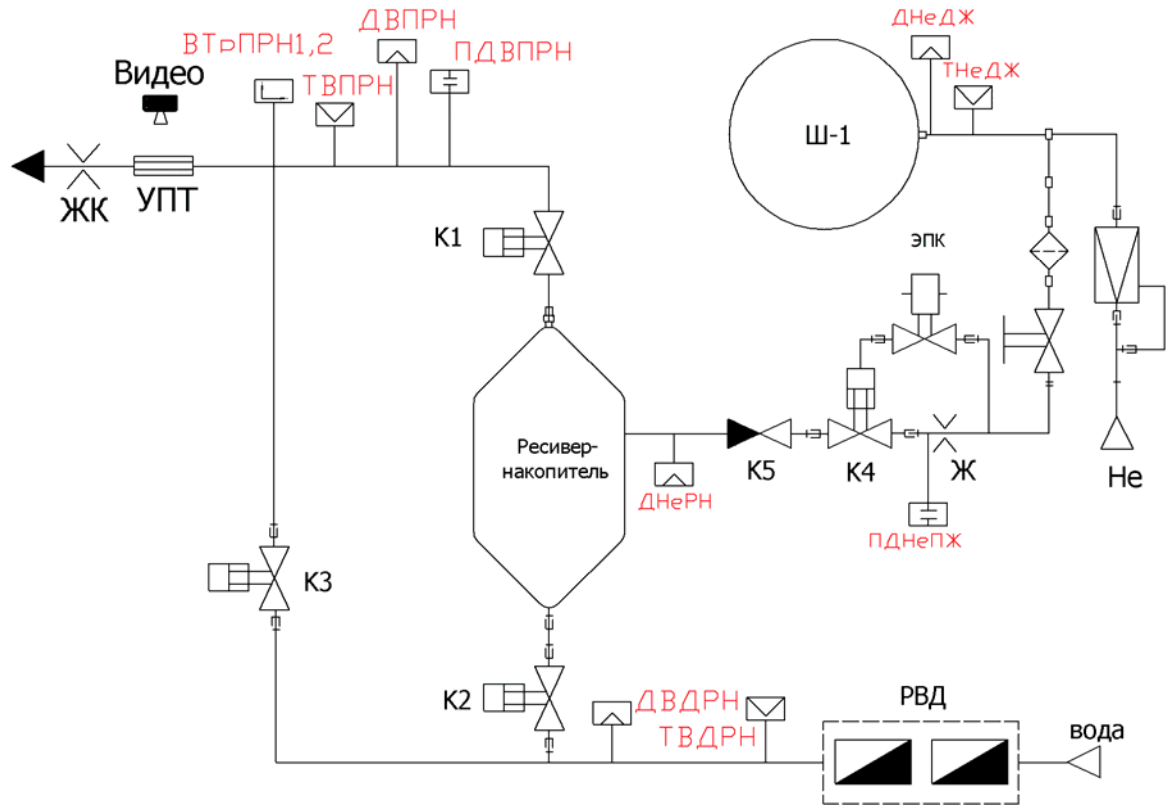


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки

В процессе движения гелиевого пузыря в гидравлических магистралях происходит его разрушение-дробление в турбулентном потоке жидкости. Наличие в трактах сложных гидравлических сопротивлений, таких как клапаны, фильтры, гофрированные металлорукава и другие внезапные сужения-расширения потока, охлаждающие каналы камеры, способствует процессам разрушения-дробления пузыря.

Видеонаблюдения показали, что газовый пузырь при прохождении участка магистрали длиной $\approx 0,62$ м существенно меняет свою начальную конфигурацию, а продолжительность прохождения гелиевых пузырей значительно превышает расчетные значения. При этом можно разделить получившуюся газожидкостную смесь на два участка. Первый участок – сильно концентрированная газожидкостная смесь (практически цельный пузырь), второй – слабо концентрированная газожидкостная смесь, представляющая собой поток отдельных пузырей («хвост» пузыря). Критерий разделения газожидкостной смеси на пузырь и «хвост» условный – как

только смесь начинает представлять собой совокупность отдельных, отчетливо различаемых визуально пузырьков, то это и есть «хвост». Характер течения газожидкостной смеси для объема гелия $(600 \dots 800) \text{ нсм}^3$ пузырьковый. При увеличении объема до 2500 нсм^3 и выше характер течения несколько изменяется: в начальный период наблюдается дисперсно-кольцевой характер, а для «хвоста» остается пузырьковый (рис. 2). Объемное газосодержание в «хвосте» пузыря, рассчитанное по результатам расшифровки видеозаписи, составляет до 1%, среднее объемное газосодержание при прохождении основного пузыря составляет от 25% до 50%.

Наряду с видеонаблюдением проводился анализ статических давлений, пульсаций давлений и вибраций трубопровода при прохождении газовых пузырей, анализ замеренных параметров показал, что временной участок прохождения гелия вблизи соответствующих датчиков можно также разделить на два характерных участка: сильно концентрированная и слабо концентрированная газожидкостная смесь.

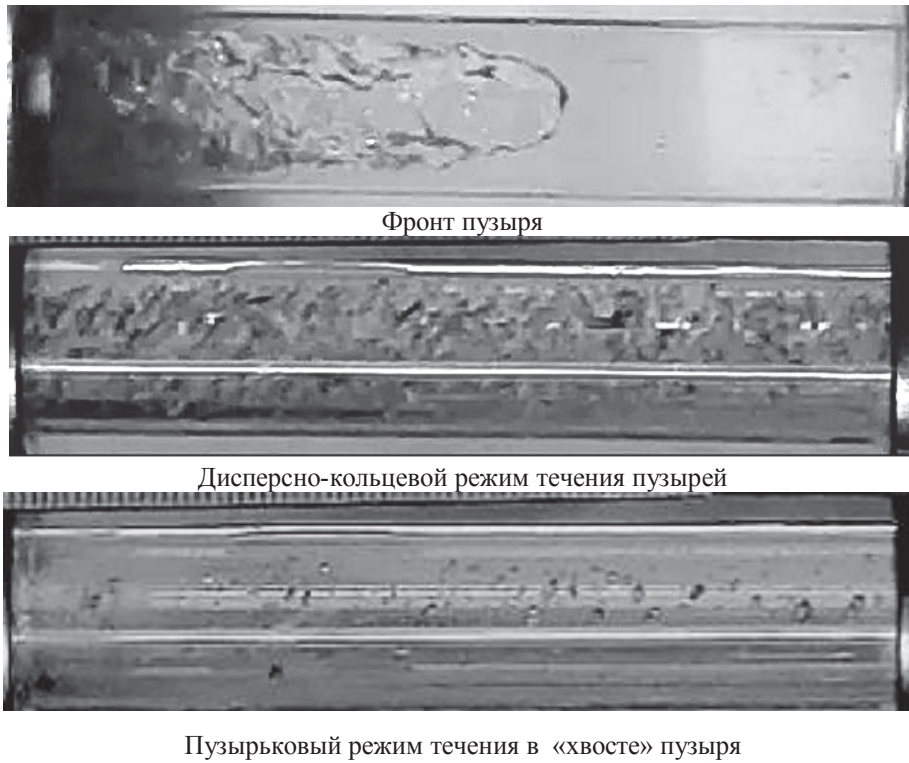


Рис. 2. Режимы течения при вдуве 2500 нсм^3 гелия

Анализ статических давлений проводился для различных участков магистрали по величине коэффициента гидравлического сопротивления, отнесенного к входному расходу воды. Графики изменения коэффициен-

та гидравлического сопротивления для различных видов испытаний приведены на рис. 3 и 4.

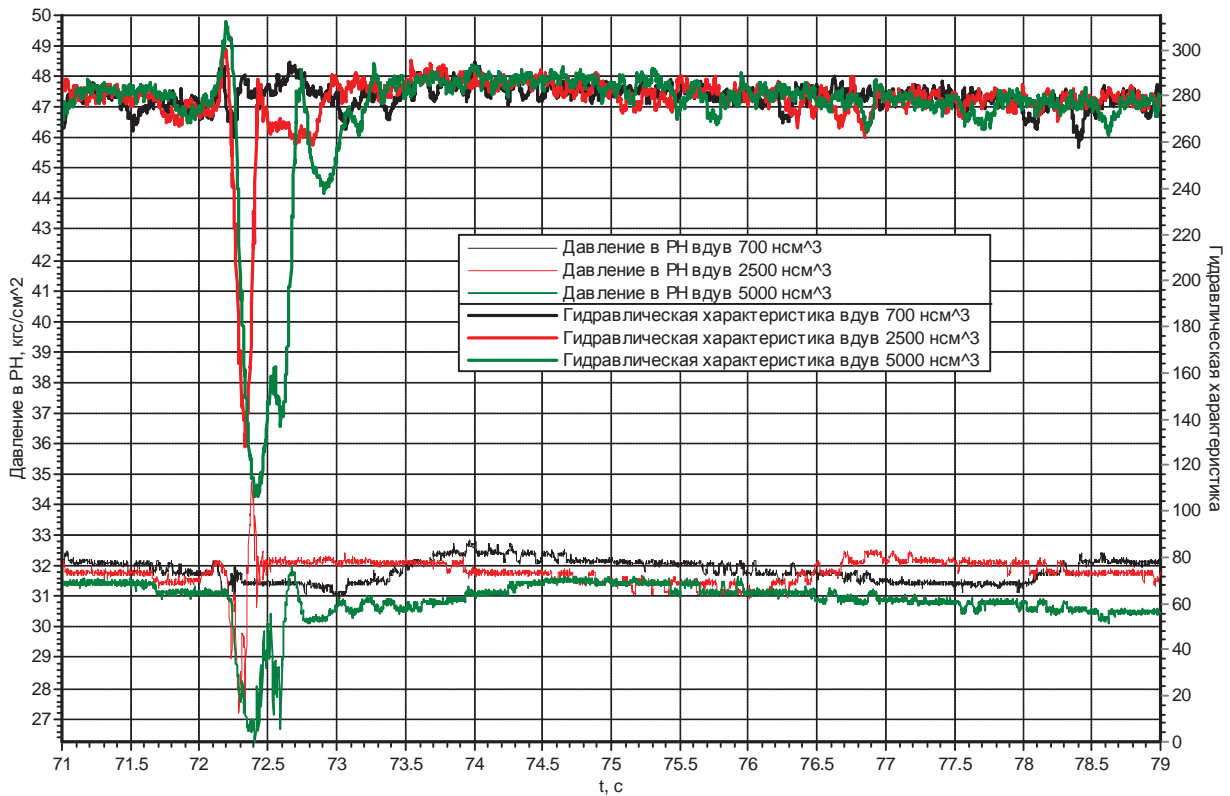


Рис. 3. Изменение гидравлического коэффициента при вдуве гелия с разрывом потока на режиме

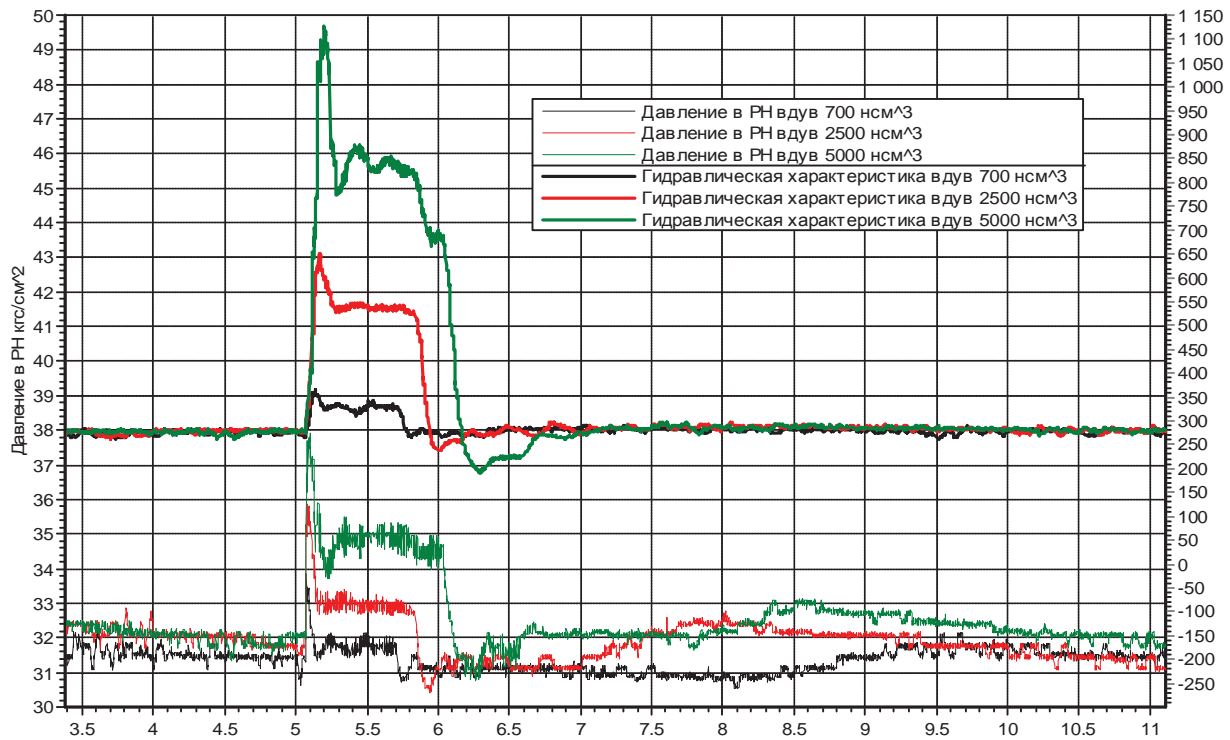


Рис. 4. Изменение гидравлического коэффициента при вдуве гелия без разрыва потока на режиме

Анализ этих зависимостей показывает, что наличие пузырей гелия в потоке воды приводит к заметному изменению величины коэффициента гидравлического сопротивления магистралей. Однако зависимость гидравлического коэффициента на участке вдува показывает только качественную картину течения, количественная оценка объема вдуваемого гелия и времени прохождения газожидкостной смеси через контрольные точки затруднена и имеет высокую погрешность определения. Возможно, что характер поведения статических давлений топливных магистралей обусловлен в основном особенностями, связанными с режимом истечения газожидкостной смеси переменной концентрации через сосредоточенное сопротивление (жиклер ЖК), имитирующее в составе экспериментальной установки гидравлическое сопротивление двигателя.

Анализ результатов измерений и обработки пульсаций давления показал, что появление большого количества газа в потоке жидкости, в зоне чувствительного элемента датчика приводит к значительному уменьшению амплитуды сигнала по всем спектральным составляющим, вплоть до полного его исчезновения (рис. 5). После прохождения пузыря вновь появляется сигнал от датчика. Амплитудно-частотный спектр его через определенный промежуток времени вос-

станавливается до прежних значений как по амплитуде, так и по частоте. Промежуток времени между исчезновением (уменьшением) сигнала и полным его восстановлением соответствует длительности существования газовых пузырей в потоке жидкости в месте установки датчика.

«Хвост» пузыря вначале представляет собой газожидкостную смесь с достаточно крупными пузырьками газа, естественный процесс дробления которых вызывает резкое увеличение амплитуд в спектре сигнала в области частот 100÷350Гц. Далее пузырьки газа постепенно уменьшаются в размере, количество их увеличивается и спектр частот уходит в высокочастотную область.

Исследования проводились на двух экспериментальных установках, которые различались ориентацией замерного коллектора и прозрачного участка магистрали. При горизонтальном расположении - датчик пульсации давления был расположен сверху над замерным коллектором, при этом чувствительный элемент датчика контактировал с газовой подушкой в небольшой непроточной полости. При вертикальном расположении датчик пульсаций давления был расположен сбоку трубопровода, в этом случае чувствительный элемент датчика контактировал с газожидкостной смесью по-разному, в зависимости от содержания гелия в ней.

При горизонтальном расположении замерного коллектора с датчиком пульсации давления, расположенным сверху, зарегист-

рированный сигнал нагляднее описывает характер прохождения газожидкостной смеси.

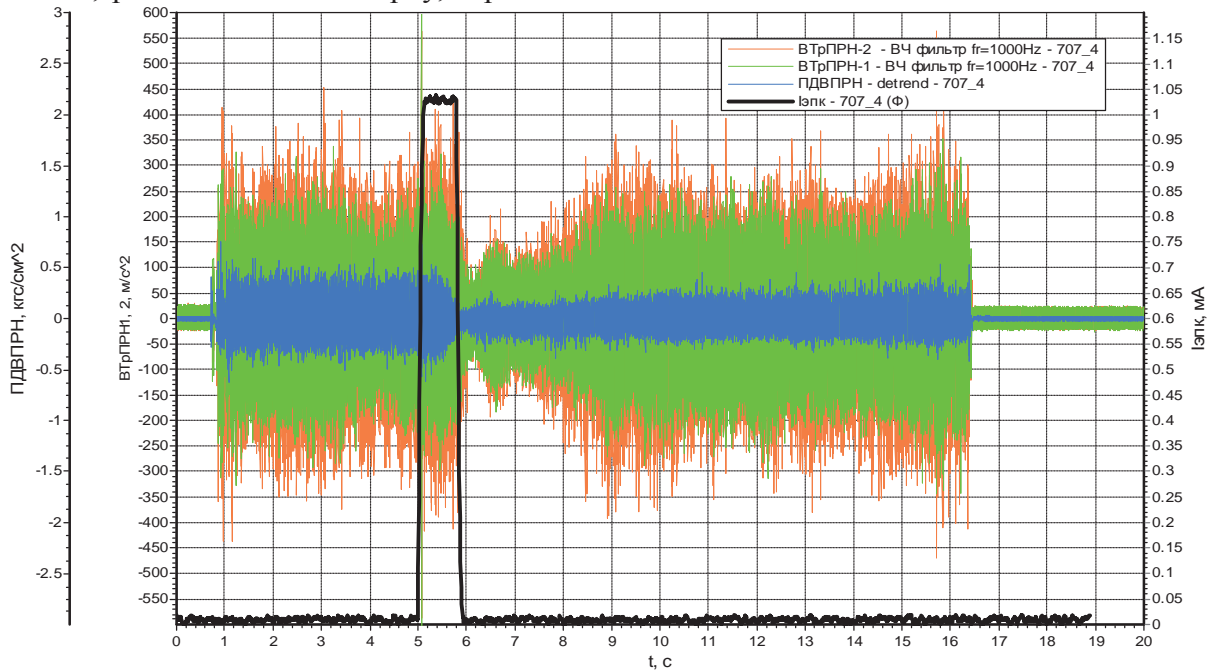


Рис. 5. Суммарные сигналы пульсаций давления жидкости (ПДВПРН) и виброперегрузок трубопровода (ВТрПРН-1, 2), и команда на вдув гелия в тракт ($I_{элк}$). Объем вдуваемого гелия 2500 нсм^3

Суммарный сигнал датчиков вибраций в радиальном и осевом направлении, установленных в замерном коллекторе, позволяет приблизительно определить временной промежуток при прохождении пузыря и в некоторых случаях качественно «хвост» пузыря. Ориентация замерного коллектора (горизонтальное или вертикальное положение), жесткость закрепления трубопроводов

к силовой конструкции оказывает существенное влияние на величину и характер замеренных вибраций (рис. 6). Кроме того, на величину вибраций существенное влияние оказывает процесс прохождения газожидкостной смеси через сосредоточенное гидравлическое сопротивление (жиклер ЖК, см. рис. 1), установленное за прозрачной трубкой.

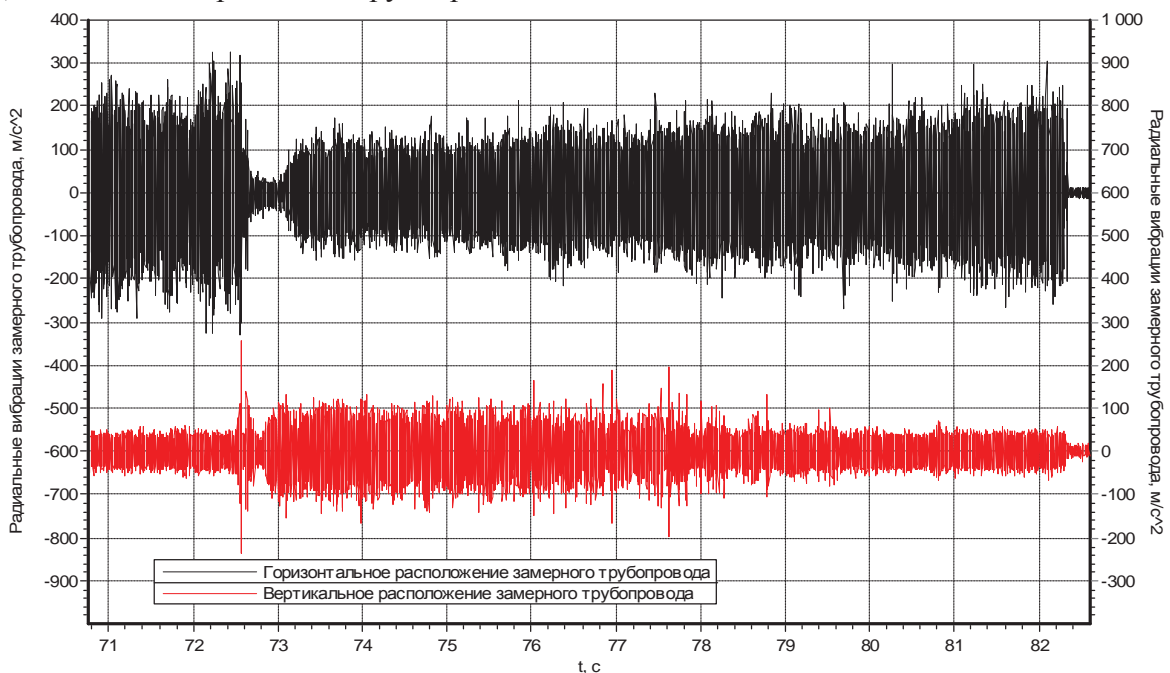


Рис. 6. Влияние ориентации замерного коллектора на характер вибраций

Измерения вибраций проводились в том же диапазоне частот (от 1 Гц до 20 кГц), что и для пульсаций давления жидкости внутри коллектора. Характер изменения суммарных сигналов, измеренных виброакселерометрами на поверхности замерного коллектора и датчиками пульсаций давления жидкости внутри коллектора, в первом приближении идентичен. Однако амплитудно-частотные спектры обоих, в общем-то разных физических процессов, имеют между собой и определенные различия. Так, пульсации давления жидкости внутри коллектора имеют спектры сигналов с преобладающими амплитудами в диапазоне частот от десятков Гц до 5-7 кГц. А вибрации коллектора наиболее сильно проявляются в диапазоне частот от 5 кГц и выше. Кроме того, из-за низких амплитуд вибраций в месте установки виброакселерометров и недостаточной для этих измерений чувствительностью виброакселерометров, трудно получить приемлемое отношение сигнал/шум. По этой причине, при измерении вибраций в спектре зарегистрированных сигналов на частотах вплоть до 3-4 кГц преобладают в основном шумы, что значительно затрудняет анализ. Ввиду того, что измерения, полученные датчиками пульсаций давления, наиболее полно отражают физические процессы, происходящие в коллекторе при движении жидкости, они были взяты как основные для последующего анализа. Измерения вибраций, как не имеющие в основе своей отображение физического состояния среды внутри трубопровода, принимались факультативными для получения дополнительной информации.

Для интерпретации результатов измерений пульсаций давлений и вибраций использованы видеозаписи течения двухфазного потока в прозрачном участке магист-

рали, расположенном вблизи замерного коллектора. Видеонаблюдение позволило четко определить время прохождения газа через прозрачный участок и оценить его объем. Сопоставление этих данных с результатами спектрального анализа пульсаций давления и вибраций позволило установить связь между изменениями спектрального состава пульсаций давления и фазами движения жидкости с газом, описанными выше.

Анализ сигналов показал, что прохождение газовых включений или газожидкостной смеси мимо датчиков приводит к существенным изменениям их спектров.

На рис. 7 и 8 приведены трехмерные спектрограммы пульсаций давления жидкости и виброперегрузок замерного коллектора, на которых отчетливо виден момент прохождения газового пузыря или смеси воды с газовыми пузырями через замерный коллектор, где установлены рассматриваемые датчики. Наиболее информативными оказались пульсации давления, по спектрограммам которых видны все стадии прохождения газа через замерный коллектор.

Объем гелия определялся следующим образом. Перед началом проливочных испытаний была проведена калибровка системы вдува, на основании которой получены зависимости вдутого объема гелия от входного давления гелия, от величины противодействия, а также от временных характеристик клапанов системы вдува гелия. На основании этих зависимостей для каждого испытания определялся суммарный объем гелия, вдутого в тракт экспериментальной установки. Затем, так как «хвост» пузыря определялся как совокупность отдельных, отчетливо расположенных пузырей, производился расчет объема гелия ручным способом по видеозаписям.

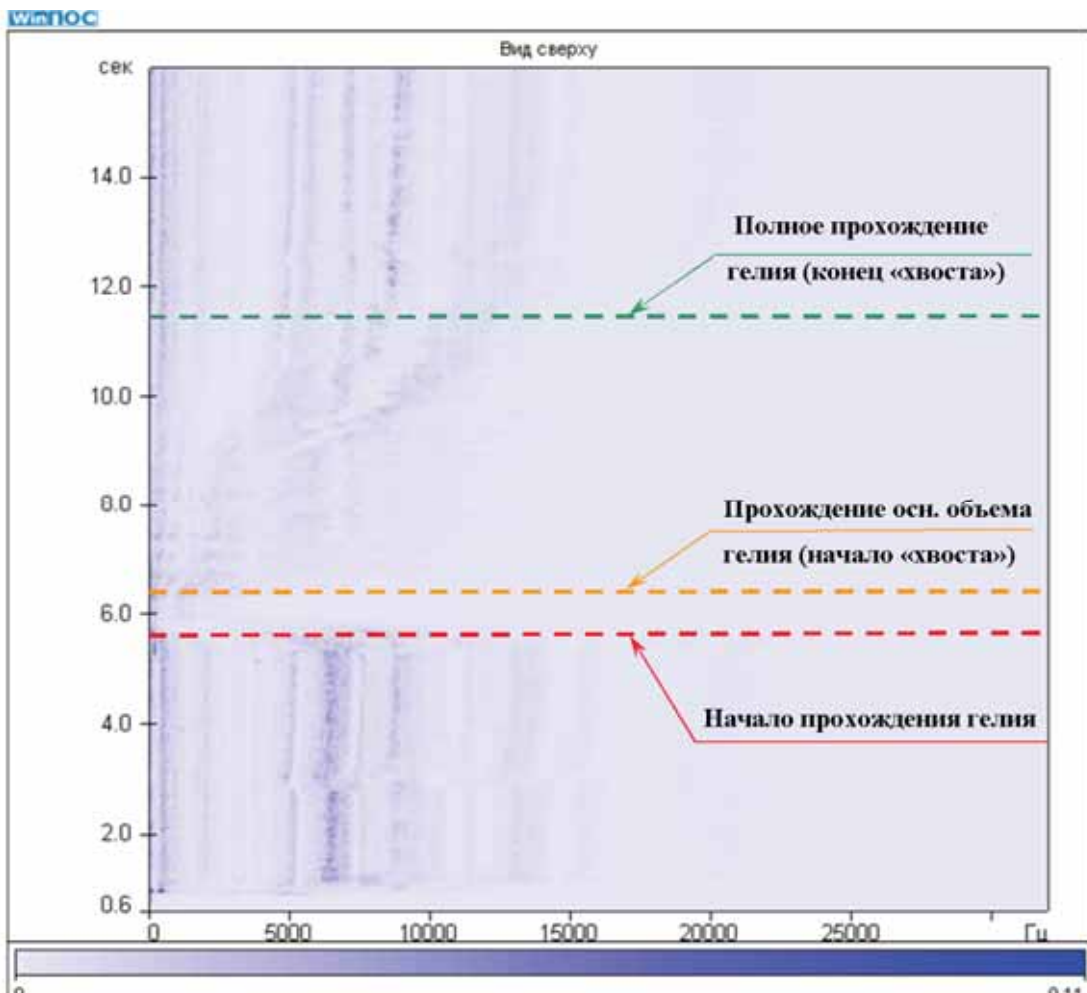
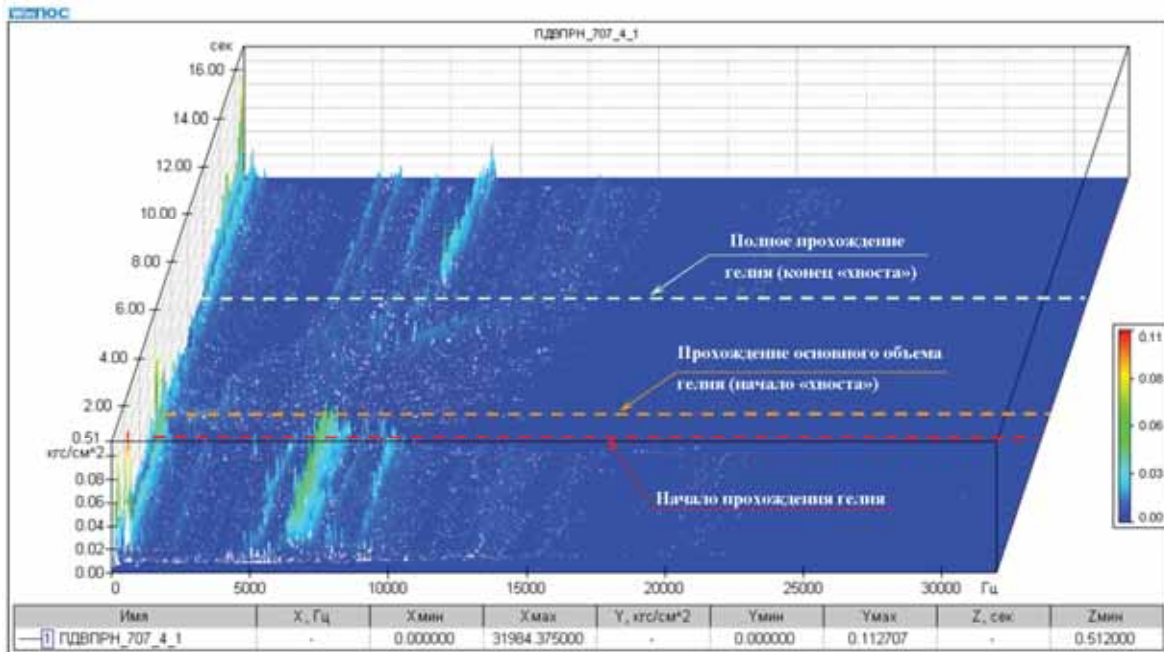


Рис. 7. Трехмерная спектрограмма пульсации давления воды в момент прохождения пузырей гелия. Испытание без разрыва потока, объем вдуваемого гелия 2500 нсм³

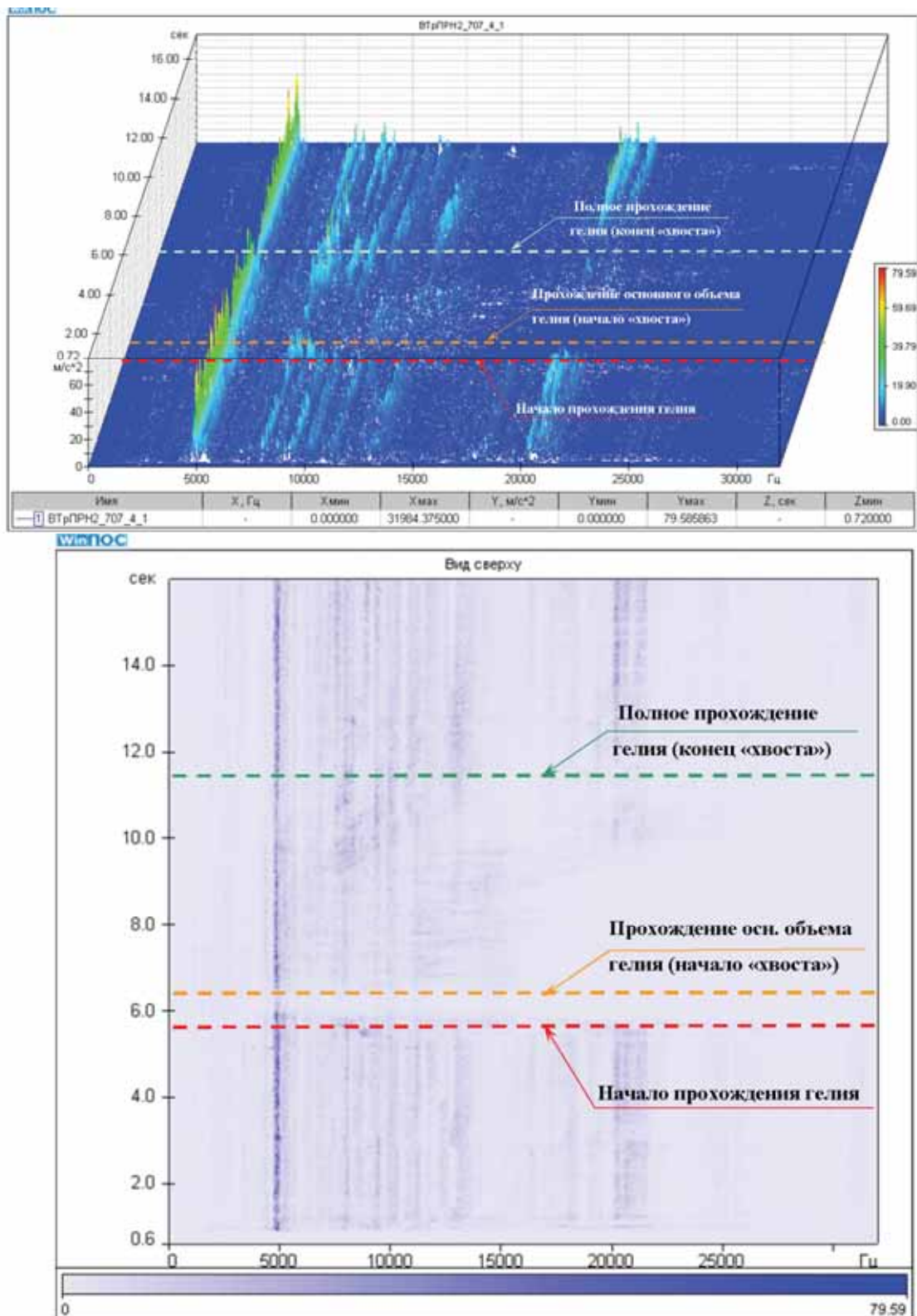


Рис. 8. Трехмерная спектрограмма вибраций трубопровода в момент прохождения пузырей гелия. Испытание без разрыва потока, объем вдуваемого гелия 2500 нсм³

Наилучшее соответствие результатам видеонаблюдений, принятым как «эталонный» метод, показал метод обработки показаний датчиков пульсаций давлений. Наблюдаемое некоторое опережение начала движения пузырей гелия, определенное

этим методом относительно видеонаблюдений, вызвано местом расположения датчиков ЛХ611 относительно места визуального наблюдения. От датчика пульсаций газожидкостный поток движется до прозрачного участка трубопровода 0,15 с. Анализ вре-

менных характеристик прохождения гелиевого пузыря по магистралям экспериментальных установок, выполненный различными способами, показывает некоторое несоответствие продолжительности участков цельного пузыря и «хвоста». Это допустимо, потому что критерии для разделения потока газожидкостной смеси на «пузырь» и «хвост» при оценке видеонаблюдений, вибраций, статических давлений (гидравличе-

ский коэффициент) и пульсаций давления выбраны независимо друг от друга (рис 9). При этом, конечно же, концентрация гелия в потоке газожидкостной эмульсии на условной границе «пузыря» и «хвоста» при оценке видеоматериалов, вибраций, пульсаций и статических давлений будет различной, соответственно и временные характеристики будут несколько различными.

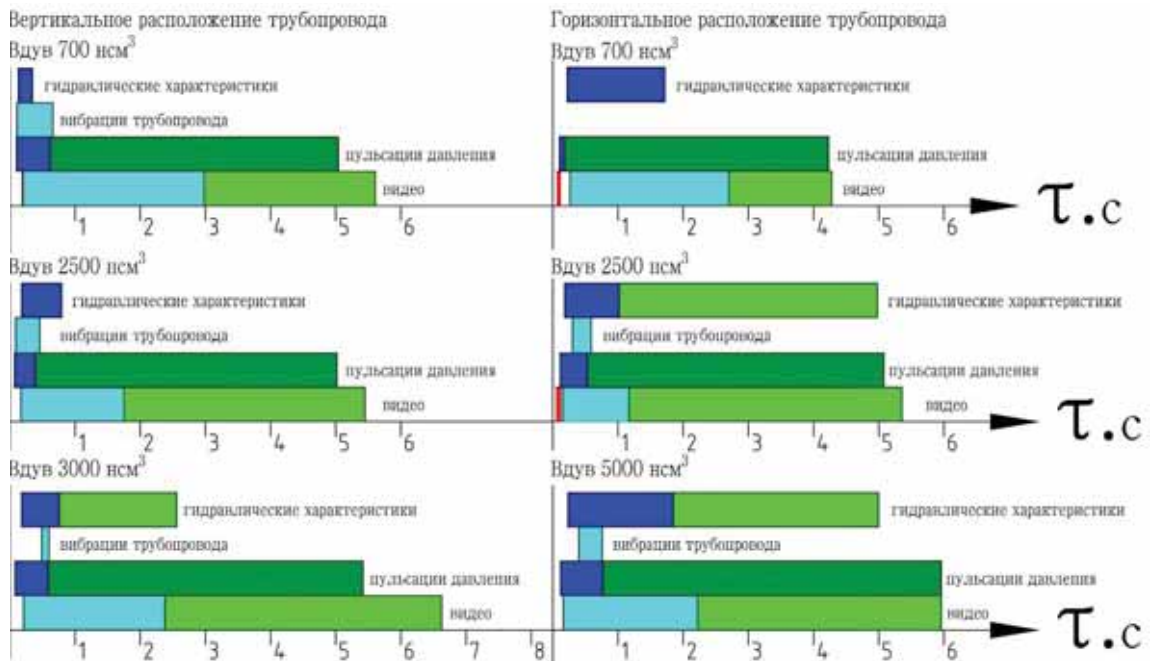


Рис. 9. Гистограммы времен прохождения гелия

Анализ пульсаций давлений в жидкостном тракте оказался самым информативным для определения временных характеристик прохождения газожидкостной смеси. Полученная общая картина зависит от многих факторов, например, ориентации замерного коллектора, наличия газовой подушки на чувствительном элементе датчика пульсаций и др. Однако всегда при анализе можно выделить характерные особенности амплитудно-частотных характеристик, которые позволят определить временной участок прохождения пузыря и «хвоста». Результаты анализа пульсаций давления могут быть использованы при проведении огневых испытаний. Недостатком предложенного анализа пульсаций является трудность определения

количественных характеристик, например объемного газосодержания газожидкостной смеси переменной концентрации. Однако разработанная методика позволяет однозначно выявить появление в жидкостных трактах двухфазных потоков и определить режимы течения газожидкостных смесей.

Разработанная методика была опробована при проведении огневых испытаний ЖРД тягой 250 кг. С помощью обработанных замеров пульсаций давления и вибраций трубопроводов, установленных в различных точках топливных магистралей, было подтверждено наличие вынужденного двухфазного потока и объяснены особенности рабочих процессов в камере ЖРД при наличии в одном из компонентов топлива гелия.

CREATION OF THE TECHNIQUE OF HE DELIVERY INFLUENCE ON WORKING PROCESS IN THE LRE CHAMBER WITH EXPULSION PROPELLANT SUPPLY

© 2011 V. N. Shnyakin, A. N. Kovalenko, V. N. Kovalenko, A. V. Rod'kin,
E. N. Bochev, A. P. Makoter, Yu. V. Blishun

Yuzhnoye state design office, Dnepropetrovsk, Ukraine

For the effective analysis of the LRE with expulsion propellant supply bench and flight tests results, the gas-liquid mixture flow in engine pipelines estimation technique should be used. For this purpose, static and dynamic pressures, vibration accelerations in distinguished points of pipelines at water flow tests on special experimental installation have been analyzed. Observations by a high-speed videocamera were used as a "reference" method.

Helium injection, gas-liquid mixture, LRE tests.

Информация об авторах

Шнякин Владимир Николаевич, кандидат технических наук, Главный конструктор ГП «КБ «Южное» им. М.К. Янгеля», г. Днепропетровск. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Коваленко Андрей Николаевич, начальник отдела ГП «КБ «Южное» им. М.К. Янгеля», г. Днепропетровск. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Коваленко Виктор Николаевич, начальник отдела ГП «КБ «Южное» им. М.К. Янгеля», г. Днепропетровск. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Родькин Андрей Владимирович, начальник группы ГП «КБ «Южное» им. М.К. Янгеля», г. Днепропетровск. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Бочев Евгений Николаевич, инженер ГП «КБ «Южное» им. М.К. Янгеля», г. Днепропетровск. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Макотер Александр Петрович, ведущий инженер ГП «КБ «Южное» им. М.К. Янгеля», г. Днепропетровск. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Блишун Юрий Вячеславович, инженер ГП «КБ «Южное» им. М.К. Янгеля», г. Днепропетровск. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Shnyakin Vladimir Nikolaevich, candidate of engineering sciences, DO chief designer of Yuzhnoye state design office, Dnepropetrovsk. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Kovalenko Andrey Nikolaevich, head of department of Yuzhnoye state design office, Dnepropetrovsk. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Kovalenko Viktor Nikolaevich, head of department of Yuzhnoye state design office, Dnepropetrovsk. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Rod'kin Andrey Vladimirovich, head of group of Yuzhnoye state design office, Dnepropetrovsk. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Makoter Alexandr Petrovich, lead engineer of Yuzhnoye state design office, Dnepropetrovsk. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Bochev Evgeniy Nikolaevich, engineer of Yuzhnoye state design office, Dnepropetrovsk. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Blishun Yuriy Vyatcheslavovich, engineer of Yuzhnoye state design office, Dnepropetrovsk. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

УДК 621.45.037

РАСЧЁТ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА В ДВУХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

© 2011 А. Б. Михайлова, Д. А. Ахмедзянов, Ю. М. Ахметов, А. Е. Михайлов

Уфимский государственный технический университет

Разработана и реализована в системе имитационного моделирования COMPRESSOR_2D методика решения прямой задачи в двухмерной постановке для осевого компрессора. Проведено исследование адекватности предложенного комплексного критерия возникновения срывных зон.

Осевой компрессор, имитационное моделирование, характеристика компрессора, граница устойчивой работы, углы атаки и отставания.

Рабочий процесс компрессора – сложное пространственное явление, протекающее в вязком нестационарном потоке.

Модельная поверхность течения в межлопаточном канале представляет собой плоскую (или двухмерную) решетку. Подобные решетки широко исследованы экспериментально и теоретически. Для двухмерной поверхности в определенном положении по высоте лопаточного венца угол выхода потока и степень повышения давления определяются не только параметрами данного сечения, но зависят от всего течения в венце. В какой-то степени на характеристики течения оказывают влияние соседние лопаточные венцы.

Таким образом, рабочий процесс в межлопаточном канале определяется углом поворота и потерями полного давления на различном уровне по высоте лопаточного венца. Потери полного давления выступают функцией параметров геометрии лопаточного венца, числа Маха на входе в межлопаточный канал, коэффициента диффузорности, радиального положения в лопаточном венце и осевого положения лопаточного венца. Угол поворота потока в межлопаточном канале является функцией параметров геометрии лопаточного венца, числа Маха на входе в межлопаточный канал, радиального положения в лопаточном венце [1].

Наиболее важным этапом проектирования компрессора в газодинамическом аспекте является определение допустимой аэродинамической нагрузки профилей. Это было отмечено на ранней стадии развития методов проектирования компрессоров, в

работах A.R. Howell, которые до настоящего времени используются при проектировании компрессоров в промышленности.

Наиболее важным критерием оценки аэродинамической нагрузки решеток является коэффициент или степень диффузорности (diffusion factor), предложенный впервые в работах S. Lieblein. Согласно Lieblein аэродинамическая нагруженность межлопаточной решетки определяется распределением давления по профилю лопатки и его влиянием на отрыв потока. В дозвуковой области режимов работы основным фактором, влияющим на отрыв пограничного слоя, является градиент давления на профиле лопатки. Более удобным для использования по сравнению с распределением давления является распределение скоростей по профилю лопатки. Распределение скоростей по спинке лопатки является основанием для определения потерь в межлопаточном канале и ограничения аэродинамической нагруженности лопаточного венца.

При исследовании рабочего процесса в межлопаточном канале на бесрывных режимах потери полного давления напрямую связаны с толщиной потери импульса в аэродинамическом следе за профилем.

В наиболее простой форме степень диффузорности определяется для ротора в следующей форме:

$$D_R = \frac{w_{max}}{w_2},$$

где w_{max} - максимальная местная скорость на спинке лопатки; w_2 - среднее значение скорости на выходе из межлопаточного канала.

Альтернативные выражения для вычисления степени диффузорности были предложены Koch&Smith:

$$D_R = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}}{(r_1 + r_2) \cdot \left(\frac{b}{t}\right)_R \cdot w_1}$$

Koch&Smith описали способ учета в выражении коэффициента диффузорности влияния сужения струйки тока (которое соответствует отношению осевых плотностей тока), а также изменения радиуса струйки тока между входом и выходом.

Густота решетки присутствует во втором члене уравнения, поскольку сила от градиента давления поперек канала зависит от центростремительного ускорения поворачивающегося потока. При уменьшении густоты решетки разность давлений поперек профилей возрастает.

Скорости, приведённые в формулах, представлены на треугольниках скоростей (рис. 1).

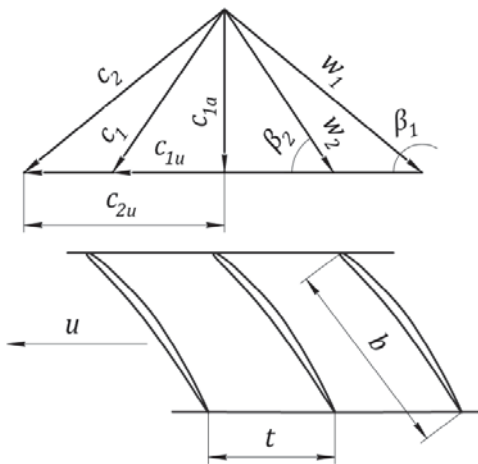


Рис. 1. Треугольник скоростей и решётка профилей рабочего колеса (ротора)

Существует и альтернативный подход к определению коэффициента диффузорности – так называемый модифицированный коэффициент диффузорности (modified diffusion factor), предложенный Schoibeiri [2]. Модифицированный коэффициент диффузорности позволяет учесть изменение осевой плотности тока в лопаточном венце (за счет изменения осевой скорости потока), изменение окружной скорости в лопаточном венце (за счет изменения радиуса струйки тока), влияние сжимаемости потока в межлопаточном канале (изменение чисел Маха и образо-

вание местных сверхзвуковых областей потока на спинке профиля).

Потери полного давления в лопаточном венце на произвольном радиусе по высоте лопатки определяются коэффициентом гидравлических потерь.

Коэффициенты гидравлических потерь для ротора и статора вычисляются следующим образом:

$$\xi_R = \frac{P_{w1}^* \left(\frac{T_{w2}^*}{T_{w1}^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} - P_{w2}^*}{P_{w1}^* - P_1}$$

В упрощённой трактовке полные потери складываются из профильных и волновых потерь. Зависимость профильных потерь от коэффициента диффузорности и относительной высоты лопатки $\left(H_r = \frac{r_k - r_j}{r_k - r_{BT}}\right)$ приве-

дена на рис. 2. В литературе [2] аналогичная зависимость указывается для определения полного коэффициента потерь, однако данное утверждение может быть справедливо лишь для дозвуковых режимов работы лопаточного венца.

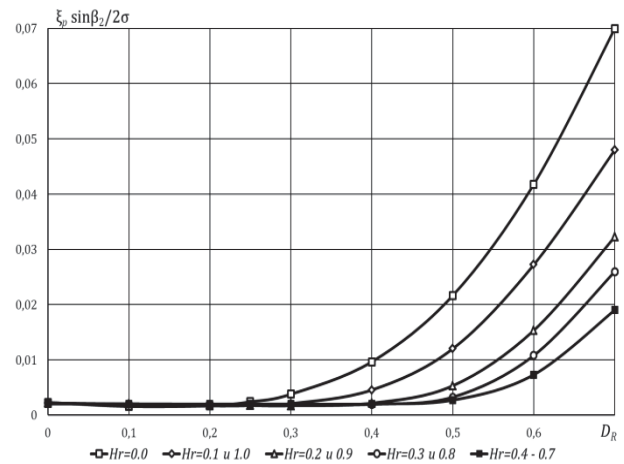


Рис. 2. Распределение коэффициента профильных потерь по высоте пера лопатки в зависимости от коэффициента диффузорности (ротор)

Профильные потери в лопаточном венце складываются из потерь на трение и вихреобразование в пограничном слое, а также кромочных потерь. Потери на трение и вихреобразование связаны с режимом пограничного слоя и его условными толщинами (толщина вытеснения, потери импульса и энергии). Кромочные потери связаны с взаи-

модействием потоков, сходящих со спинки и корытца лопатки, образованием вихревой структуры течения за профилем.

Резкий рост коэффициента потерь полного давления при значительном повышении коэффициента диффузорности (как правило, более 0,5-0,6) сопровождается отрывом пограничного слоя со спинки лопатки в связи со значительным повышением толщины потери импульса. Отличное от нуля значение коэффициента потерь давления при нулевом значении коэффициента диффузорности определяется вязкостным трением (наличием касательных напряжений в потоке) и в меньшей степени ненулевой толщиной выходной кромки лопатки.

Основными факторами, влияющими на профильные потери в лопаточном венце, являются: угол поворота потока в межлопаточном канале; диффузорность межлопаточного канала; толщина выходной кромки профиля; шероховатость поверхности профиля; режим течения, определяемый числом Рейнольдса

(Re). Разработка критерия $\frac{\xi_{pR(S)} \sin \beta_2}{2\sigma}$,

учитывающего угол выхода потока и густоту решетки в зависимости от коэффициента диффузорности, определяющего нагруженность лопаточного венца и режим течения в межлопаточном канале, позволила обобщить результаты обширных экспериментальных исследований по определению профильных потерь давления в лопаточном венце.

Для ротора и статора предложена следующая аппроксимирующая зависимость вида:

$$\frac{\xi_{pR(S)} \sin \beta_2}{2\sigma} = a + e^{b \cdot D_R + c + d \cdot D_R^2} + f \cdot D_R.$$

Кроме профильных потерь в лопаточном венце имеются волновые потери. Волновые потери возникают при наличии околозвуковых и сверхзвуковых областей течения в межлопаточном канале. На рис. 3 приведена зависимость коэффициента волновых потерь от числа Маха на входе в решётку.

В качестве граничного значения для определения волновых потерь в решетке принято значение $M_{w1} > 0.8$ ($M_{c2} > 0.8$). Рассмотрение волновых потерь при дозвуковой скорости потока на входе в межлопаточный канал связано с образова-

нием сверхзвуковой области течения на спинке профиля, что приводит к образованию скачков уплотнения, вызывающих потери давления.

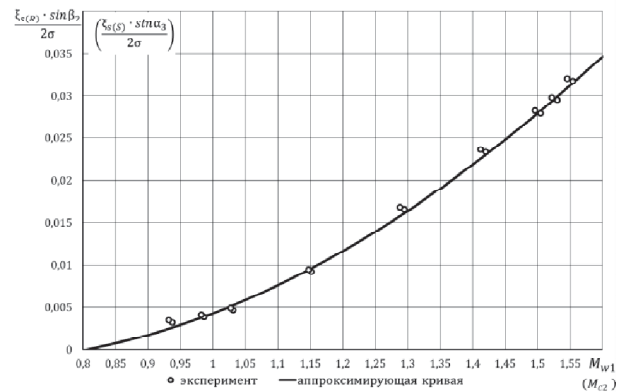


Рис. 3. Зависимость коэффициента волновых потерь от числа Маха на входе в решётку

Взаимодействие скачков уплотнения с пограничным слоем является существенным фактором, приводящим к отрыву пограничного слоя, что является дополнительным источником потерь давления. Авторами предложена следующая аппроксимирующая зависимость для коэффициента волновых потерь для ротора и статора:

$$\xi_s = \frac{\left(39.174832 + 28.219423 \cdot M_{w1} + 0.710458 \cdot M_{w1}^3 \right)}{\left(51.603992 + 44.186608 \cdot M_{w1} - 3.356873 \cdot M_{w1}^2 \right)} - 0.732542.$$

Для статора разработана зависимость, аналогичная с заменой M_{w1} на M_{c2} .

Для определения суммарных потерь полного давления в лопаточном венце предлагается гипотеза алгебраического сложения коэффициентов гидравлического сопротивления. В общем случае коэффициент суммарных потерь полного давления вычисляется следующим образом:

$$\xi_t = \xi_s + \xi_p.$$

Для решения прямой задачи для осевого компрессора в двухмерной постановке авторами разработан алгоритм, реализованный в СИМ COMPRESSOR_2D.

Для определения радиального распределения параметров за лопаточным венцом поток на входе разбивается на совокупность струек тока. Прямая задача решается индивидуально для каждой струйки тока с возможностью определения среднеинтегральных сосредоточенных параметров потока за лопаточным венцом. Отличительной особенностью разработанной системы моделирования является возможность разбиения потока на произвольное количество струек тока в различных каскадах и группах ступеней компрессора. Решение прямой задачи для индивидуальной струйки тока носит итерационный характер в связи с взаимным влиянием параметров на выходе из межлопаточного канала и потерями полного давления в межлопаточном канале. Критерием сходимости решения является обеспечение баланса расходов воздуха на входе в лопаточный венец и на выходе из лопаточного венца.

Для верификации разработанной методики была выбрана аэродинамически высоконагруженная ступень компрессора, типичная для первой ступени многоступенчатого вентилятора двухконтурного турбореактивного двигателя с низкой степенью двухконтурности [3]. Основные параметры ступени в проектной точке приведены в табл. 1.

Таблица 1. Основные параметры ступени

Параметр	Значение
$G_B, \text{ кг/с}$	84,867
$n, \text{ об/мин}$	11110
π_{PK}^*	2,000
η_{PK}^*	0,887
π_{CT}^*	1,936
η_{CT}^*	0,842

К особенностям ступени можно отнести отсутствие входного направляющего аппарата, сверхзвуковую скорость потока в относительном движении на входе в рабочее колесо по всей высоте пера лопатки, а также конструкцию направляющего аппарата, обеспечивающего осевой выход потока. На рис. 4 приведена характеристика рабочего колеса с положением расчетных точек. На рис. 5 приведена структурная схема рабоче-

го колеса при работе в СИМ COMPRESSOR_2D [4].

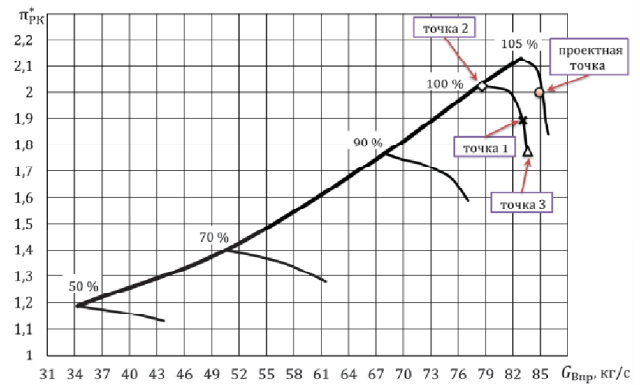


Рис. 4. Характеристика рабочего колеса

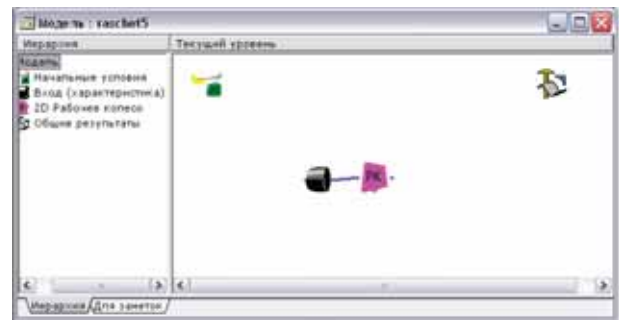


Рис. 5. Структурная схема РК

Из особенностей системы моделирования COMPRESSOR_2D можно отметить возможность задания различных типов аэродинамического профиля, возможность задания различных моделей профильных и волновых потерь в лопаточных венцах, в том числе индивидуальных альтернативных моделей по результатам обработки результатов испытаний экспериментальных ступеней-прототипов, возможность задания произвольного числа струек тока.

Некоторые параметры задаются в виде файла распределения по радиусу. В алгоритме системы предусмотрено осреднение параметров по двум различным методикам. После проведения расчетов создается набор файлов, содержащих в себе распределение основных параметров по высоте пера лопатки.

Расчеты экспериментальной ступени проводились в трех точках ветви характеристики ($n_{пр} = 100\%$) согласно рис. 4.

Точка 1 (зона устойчивой работы) на характеристике обладает следующими параметрами:

$$G_B = 83,06 \text{ кг/с}; n = 11088 \text{ об/мин};$$

$$\pi_{PK}^* = 1,8926; \eta_{PK}^* = 0,8823.$$

На рис. 6,7 представлены радиальные расчетные распределения степени повышения давления и КПД в сравнении с результатами испытаний ступени. На рис. 8 представлено радиальное распределение углов атаки, полученных расчетным путем и экспериментально с нанесением расчетных границ зарождения срывных зон и развитого срыва со спинки профиля.

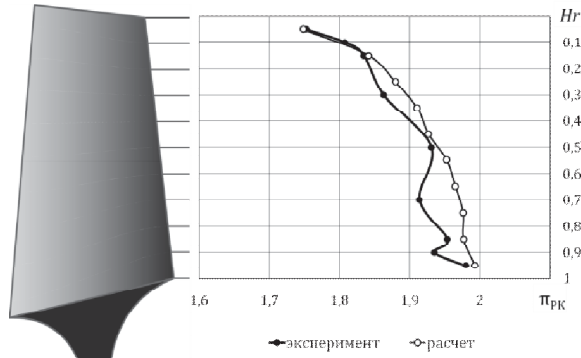


Рис. 6. Радиальное распределение степени повышения полного давления в РК

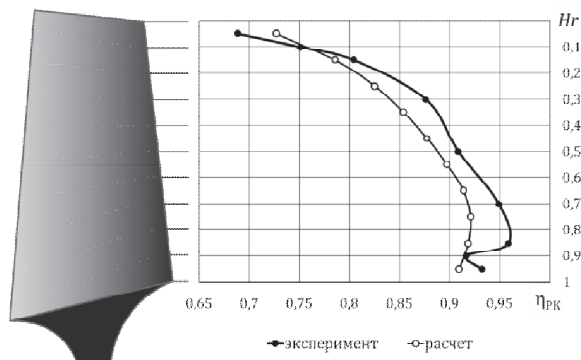


Рис. 7. Радиальное распределение полного адиабатического КПД в РК

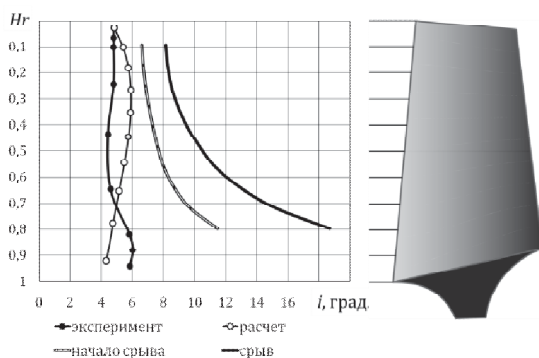


Рис. 8. Радиальное распределение углов атаки в РК

Авторами предложена методика определения границы устойчивой работы лопаточного венца ступени компрессора. Для оценки устойчивости рабочего процесса в компрессоре предлагаются два безразмерных комплекса. Для границы зарождения срыв-

ных зон и развитого срыва предложены соотношения [5].

Анализ результатов, представленных на рис. 6-8, свидетельствует об удовлетворительной сходимости расчетных распределений степени повышения полного давления, полного адиабатического КПД лопаточного венца и результатов экспериментальных исследований. Распределение углов атаки по высоте пера лопатки указывает на удовлетворительную сходимость с экспериментальными результатами, можно отметить достаточный запас по углам атаки для обеспечения газодинамической устойчивости лопаточного венца.

Точка 2 (граница устойчивой работы) на характеристике обладает следующими параметрами:

$$G_B = 78,79 \text{ кг/с}; n = 11095 \text{ об/мин};$$

$$\pi_{РК}^* = 2,0231; \eta_{РК}^* = 0,8573.$$

На рис. 9-10 представлены радиальные расчетные распределения степени повышения давления и КПД в сравнении с экспериментом. На рис. 11 представлено радиальное распределение углов атаки, полученных расчетным путем и экспериментально с нанесением расчетных границ зарождения срывных зон и развитого срыва.

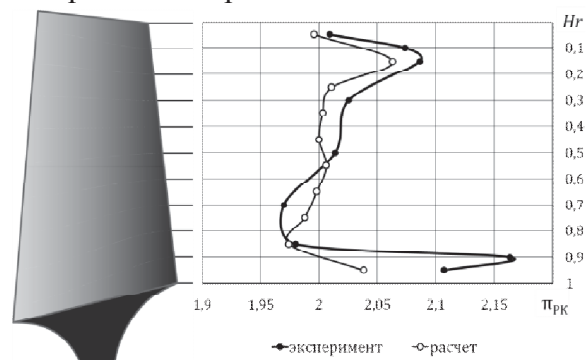


Рис. 9. Радиальное распределение степени повышения давления в РК

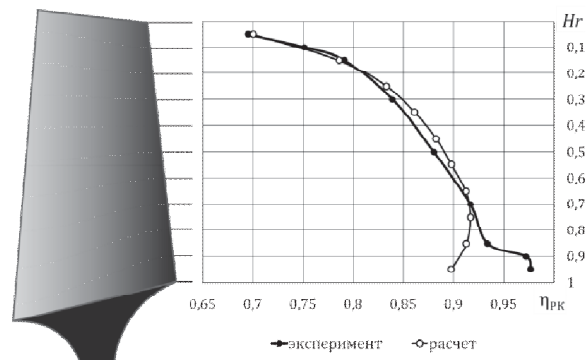


Рис. 10. Радиальное распределение КПД в РК

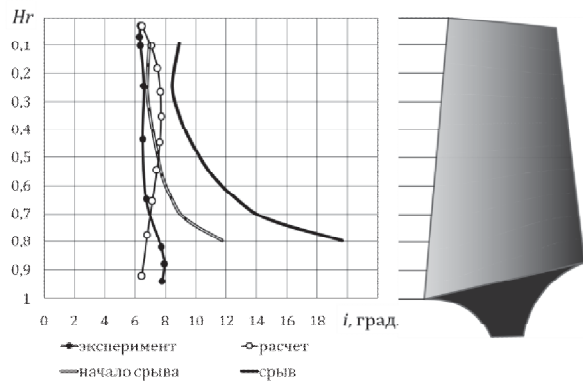


Рис. 11. Радиальное распределение углов атаки в РК

Анализ результатов, представленных на рис. 9-11 отражает удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных распределений степени повышения полного давления и полного адиабатического КПД лопаточного венца.

Точка 3 (зона запириания) на характеристике обладает следующими параметрами:

$$G_B = 83,61 \text{ кг/с}; n = 11095 \text{ об/мин};$$

$$\pi_{РК}^* = 1,7771; \eta_{РК}^* = 0,8534.$$

На рис. 12-13 представлены радиальные расчетные распределения степени повышения давления и КПД в сравнении с экспериментом.

На рис. 14 представлено радиальное распределение углов атаки, полученных при расчете и в эксперименте с нанесением расчетных границ начала срыва и срыва.

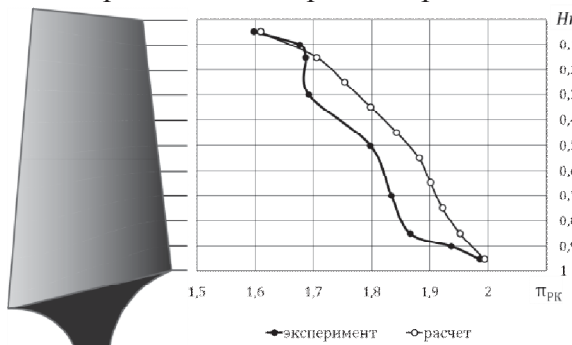


Рис. 12. Радиальное распределение степени повышения давления в РК

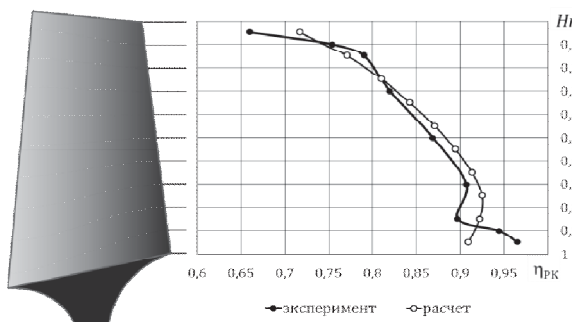


Рис. 13. Радиальное распределение КПД в РК

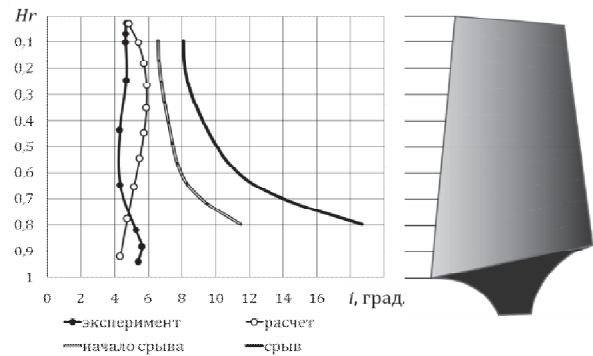


Рис. 14. Радиальное распределение углов атаки в РК

Выводы

1. Разработана методика решения прямой задачи в осевом компрессоре в двухмерной постановке.
2. Разработана система имитационного моделирования осевых компрессоров COMPRESSOR_2D, позволяющая решать прямые задачи в двухмерной постановке применительно к осевым компрессорам.
3. Проверена адекватность разработанной системы и методики.
4. Разработана методика оценки запасов газодинамической устойчивости компрессора в двухмерной постановке.

Библиографический список

1. Johnsen, I.A. Aerodynamic design of axial-flow compressors. NASA SP-36 Report.3 / I.A. Johnsen, R.O. Bullock. – Cleveland : NASA-Lewis Research Center, 1965. – 526 p.
2. Schobeiri, M. Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance / M. Schobeiri. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. – 522 p.
3. Sulam, D.H. Single stage evaluation of highly-loaded high-Mach-number compressor stages. NASA technical report CR-72694 / D.H. Sulam, M.J. Keenan, J.T. Flynn. – Maryland : Pratt&Whitney Aircraft Division (PWA-3772), 1974. – 108 p.
4. Козловская, А.Б. Система моделирования компрессоров авиационных ГТД (COMPRESSOR_2D) № 2010611711 / А.Б. Козловская, Д.А. Ахмедзянов, А.Е. Михайлов. – М.: Роспатент, 2010.
5. Расчет характеристик осевых компрессоров совместно с границей устойчивой работы [Текст] / А.Б. Козловская, Д.А. Ахмедзянов [и др.]: Вестник УГАТУ - Уфа : УГАТУ, 2010. Т. 14 – №5 (40). - С. 15–26.

TWO-DIMENSIONAL AXIAL ROTOR COMPRESSOR OFF-DESIGN PERFORMANCE PREDICTION MODEL WITH THE USE OF SIMULATION METHODS AND TOOLS

© 2011 A. B. Mikhailova, D. A. Akhmedzyanov, Yu. M. Akhmetov, A. Ye. Mikhailov

Ufa State Aviation Technical University

The method of solving the two-dimensional direct problem for axial compressor is developed and realized in the simulation system COMPRESSOR_2D. The study on adequacy of proposed all-inclusive criterion for surge zones emergence prediction is executed.

Axial compressor, simulation, compressor performance, surge line, stall, incidence and deviation angles

Информация об авторах

Михайлова Александра Борисовна, аспирант Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: alexandra11112007@yandex.ru. Область научных интересов: осевые и центробежные компрессоры, расчет характеристик осевых компрессоров, имитационное моделирование, устойчивость.

Ахмедзянов Дмитрий Альбертович, доктор технических наук, профессор Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: ada@ugatu.ac.ru. Область научных интересов: авиационные двигатели, рабочие процессы, динамика ГТД, автоматика и регулирование, имитационное моделирование.

Ахметов Юрий Мавлютович, кандидат технических наук, доцент Уфимского государственного авиационного технического университета. Область научных интересов: устойчивость, динамика ГТД, автоматика и регулирование, имитационное моделирование.

Михайлов Алексей Евгеньевич, аспирант Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: mikhailov.ugatu@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы, устойчивость, динамика ГТД, автоматика и регулирование, имитационное моделирование.

Mikhailova Alexandra Borisovna, post-graduate student of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: alexandra11112007@yandex.ru. Area of research: axial and centrifugal compressors, off-design performance prediction, simulation, gas-dynamic stability.

Akhmedzyanov Dmitry Albertovich, doctor of technical science, professor, of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: ada@ugatu.ac.ru. Area of research: aircraft engines, working processes, dynamics of GTE, controlling and automatics, simulation.

Akhmetov Yury Mavlyutovich, candidate of technical science, associate professor of Ufa State Aviation Technical University. Area of research: gas-dynamic stability, dynamics of GTE, controlling and automatics, simulation.

Mikhailov Alexey Yevgenevich, post-graduate student of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: mikhailov.ugatu@gmail.com. Area of research: working processes, gas-dynamic stability, dynamics of GTE, controlling and automatics, simulation.

УДК 621.45.01

ФОРМИРОВАНИЕ ЗАКОНОВ УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ ДЛЯ БПЛА ОДНОРАЗОВОГО ПРИМЕНЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

© 2011 А. Е. Михайлов, Д. А. Ахмедзянов, Ю. М. Ахметов, А. Б. Михайлова

Уфимский государственный авиационный технический университет

В статье рассматриваются особенности силовой установки для беспилотного летательного аппарата (БПЛА) одноразового применения. Предлагается применение динамической характеристики для формирования законов управления силовой установкой БПЛА одноразового применения. С помощью системы имитационного моделирования DVIGwr получена расчетная динамическая характеристика одновального турбореактивного двигателя. С использованием расчетной динамической характеристики предложен закон управления разгоном турбореактивного двигателя для БПЛА одноразового применения, обеспечивающий минимальное время переходного процесса.

Газотурбинный двигатель, закон управления, динамическая характеристика, БПЛА, имитационное моделирование.

Возможность получения требуемых характеристик авиационного газотурбинного двигателя (высотно-скоростных, дроссельных), а также динамических свойств в значительной степени зависит от способов управления рабочим процессом в нем, осуществляемых с помощью его системы автоматического управления (САУ). Выбор программ и алгоритмов управления определяет возможность реализации в двигателе предусмотренных при проектировании, термодинамических и прочностных характеристик, обеспечения газодинамической устойчивости рабочих процессов в узлах ГТД. Эта зависимость свойств от метода управления силовой установкой распространяется в дальнейшем на характеристики летательного аппарата (экономичность, маневренность, целевая эффективность, надежность, живучесть).

В последние десятилетия проявляется значительный интерес к разработке беспилотных летательных аппаратов (БПЛА) как одного из перспективных типов авиационной техники нового поколения.

Широкое применения для БПЛА различного назначения (мишени, фоторазведчики, корректировщики боевых действий, боевые ракеты и др.) получили как мало-мощные газотурбинные двигатели (ТРД, ТРДД и ТВД с $G_{в.пр} \leq 10$ кг/с) для дозвуковых крейсерских скоростей полета, так и достаточно мощные ГТД (ТРД с

$G_{в.пр} \geq 30$ кг/с) для транс- и сверхзвуковых крейсерских скоростей полета с диапазоном изменения расхода топлива на максимальном и минимальном режимах работы (по частоте вращения ротора) $G_{т \max}/G_{т \min} = 10 \dots 20$.

Специфическим типом летательного аппарата является БПЛА одноразового применения, который накладывает ряд специфических требований и ограничений на силовую установку и ее САУ. Одним из главных требований к силовой установке БПЛА одноразового применения и ее САУ является минимизация стоимости жизненного цикла изделия.

С учетом специфики применения силовых установок для БПЛА одноразового применения стоимость двигателей и их разработки должна быть минимизирована, но при этом необходимо учитывать и сопоставление стоимостей одноразового БПЛА и выполняемой им целевой функции (например, стоимость крылатой ракеты и авианесущего крейсера, для уничтожения которого ракета и ее силовая установка разрабатываются), что оправдывает достаточно высокую стоимость жизненного цикла силовой установки для крылатых ракет специального назначения.

В настоящей работе рассматриваются особенности формирования законов управления силовой установкой для БПЛА одно-

разового применения со сверхзвуковой крейсерской скоростью полета. Наиболее эффективным типом силовой установки для летательного аппарата подобного типа является турбореактивный двигатель.

Основными методами снижения стоимости жизненного цикла силовой установки для БПЛА одноразового применения являются: использование умеренных параметров термодинамического цикла, что позволяет сократить количество ступеней турбокомпрессора, применить одноступенчатую турбину; оптимальный выбор температуры газов за камерой сгорания; выбор характеристик узлов двигателя с учетом массово-экономических показателей эффективности принимаемых решений; сокращение объема механической обработки деталей и узлов, упрощение конструкции снижением требуемого класса точности изготовления, широкое применение неразборных соединений; упрощение систем двигателя, прежде всего топливной, смазки, установка устройства для запуска двигателя на стартовой платформе (возможно применение сбрасываемых устройств запуска), исключение привода агрегатов от двигателя.

Для формирования законов управления авторами предлагается применение расчетной динамической характеристики. Согласно [1] динамической характеристикой называется зависимость всех приведенных параметров двигателя от приведенной частоты вращения ротора и приведенного расхода топлива, выраженные графически для каждого из параметров x_i ; x_i в виде сеток линий постоянных значений $x_{i_{\text{пр}}}$ в координатах графика $n_{\text{пр}}$ (абсцисса) и $G_{\text{Тпр}}$ (ордината), при наличии параметров фазового портрета $n_{\text{пр}}$ и $\dot{n}_{\text{пр}}$.

Применение динамической характеристики позволяет решать следующие задачи управления газотурбинным двигателем:

- 1) регулирование заданного установившегося режима;
- 2) регулирование протекания переходного процесса разгона;
- 3) поддержание заданного состояния основного контура ГТД на форсированных режимах;

4) автоматическое изменение положения органов переменной геометрии проточной части (при наличии коррекции протекающей динамической характеристики при изменении геометрии проточной части).

Основной особенностью использования динамической характеристики при исследовании неустановившихся режимов работы и управлении рабочим процессом ГТД является требование обеспечения подобия процессов в узлах ГТД на всех режимах.

Подобие процессов в узлах ГТД нарушается при переходе на докритические режимы течения в сопловом аппарате турбины и реактивном сопле; изменении площади сечения реактивного сопла; полетах на больших высотах и малых скоростях вследствие деформации характеристик узлов из-за влияния чисел Re ; в силу интенсивного теплоотвода в детали конструкции двигателя при быстропротекающих процессах; при изменении полноты сгорания топлива в основной камере сгорания и др. [2, 3].

При нарушении подобия режимов течения в узлах ГТД происходит расслоение и деформация изолиний динамической характеристики. Для получения расчетной динамической характеристики ГТД в широком диапазоне условий эксплуатации необходимо повышение адекватности математической модели за счет учета нестационарного теплообмена в узлах ГТД, учета инерционности роторов и сжимаемости газовых объемов в проточной части ГТД, использования характеристик узлов в широком диапазоне режимных и входных параметров.

Исследование динамической характеристики одновального ТРД производится в системе имитационного моделирования авиационных ГТД DVIGwr [4]. Система имитационного моделирования разработана в среде MetaСАПР САМСТО, разработанной в НИЛ САПР-Д кафедры АД УГАТУ. Особенности построения поузловой имитационной математической модели представлены в работах [5, 6, 7] и в данной работе детально не рассматриваются.

В данной работе исследование динамической характеристики одновального ТРД производится в области положительных значений ускорения по частоте вращения ротора при закрытой ленте перепуска возду-

ха в области повышенных (близких к максимальной) частот вращения ротора. В исследуемом диапазоне изменения частот вращения ротора и ускорения по частоте вращения ротора режим течения в сопловом

аппарате турбины и в реактивном сопле является критическим. Особенности протекания динамической характеристики в области открытия ленты перепуска и с открытой лентой перепуска не рассматриваются.

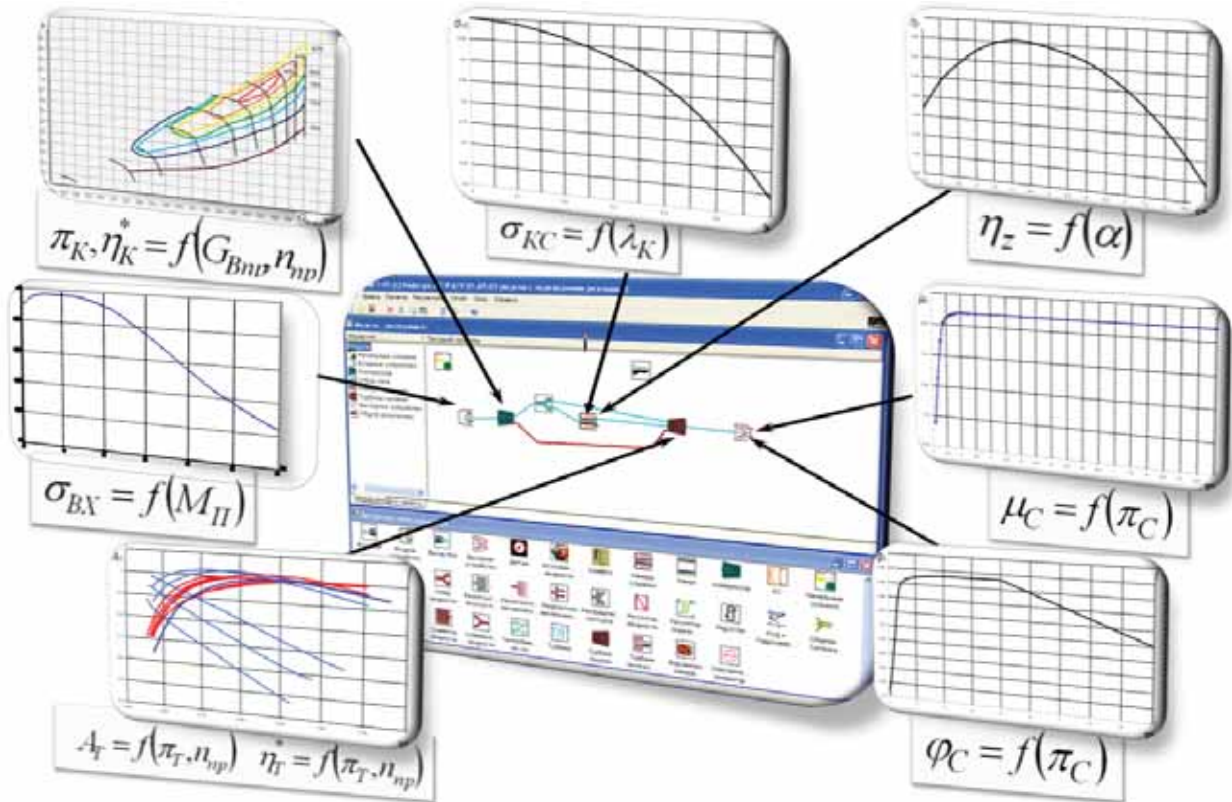


Рис. 1. Создание индивидуальной модели одновального турбореактивного двигателя в СИМ DVIGwr

Расчет динамической характеристики производится в СИМ DVIGwr на индивидуальной модели двигателя, представленной в виде структурной схемы на рис. 1 с использованием экспериментальных характеристик узлов, представленных в виде одно- и двух-параметрических зависимостей.

Таблица 1. Условия моделирования в СИМ DVIGwr

Варьируемый параметр	Поддерживаемый параметр
Приведенный расход воздуха на входе в компрессор, $G_{впр}$	Площадь критического сечения выходного устройства, $F_{скр}$
Степень повышения давления воздуха в компрессоре, π_K	Относительная пропускная способность турбины, A_T
Приведенный расход топлива в камере сгорания, $G_{тп}$	Ускорение по частоте вращения ротора турбокомпрессора, n

Построение динамической характеристики одновального ТРД производится в СИМ DVIGwr за счет расчета совокупности преимуществ с условиями моделирования, представленными в табл. 1. Каждый расчет согласно табл. 1 позволяет получить изолинию λ на динамической характеристике двигателя. Перемещение через подпространства τ_i (шаги по времени) выполняется за счет табулирования значения времени в условиях расчета.

На рис. 2, 3 представлена динамическая характеристика одновального ТРД с нерегулируемой геометрией проточной части в виде зависимостей $\lambda = f(n_{np}, G_{Tnp})$, $G_{Tnp} = f(n_{np}, \lambda)$ в интервале частот вращения $n_{np} = 75\%..100\%$ при критическом режиме течения в сопловом аппарате турбины и реактивном сопле, что обеспечивает подобие режимов течения в узлах ГТД.

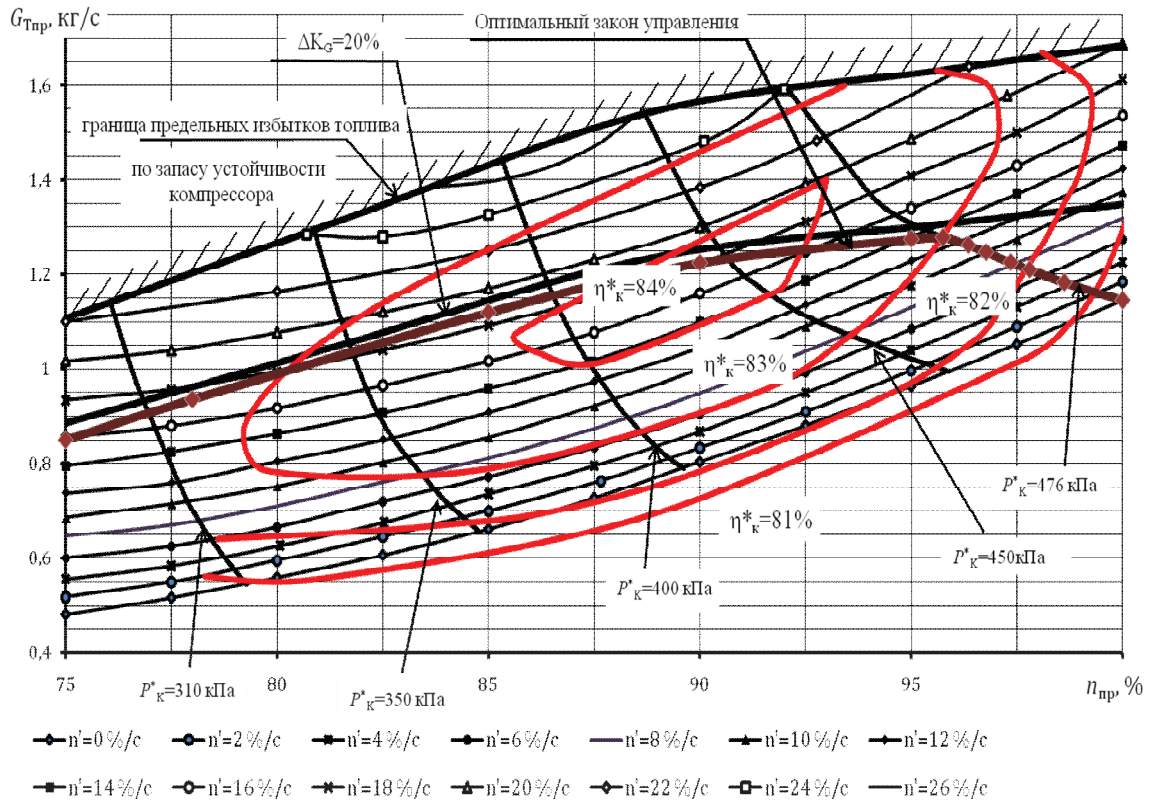


Рис. 2. Расчетная динамическая характеристика в виде зависимости $\dot{n} = f(n_{np}, G_{Тнр})$

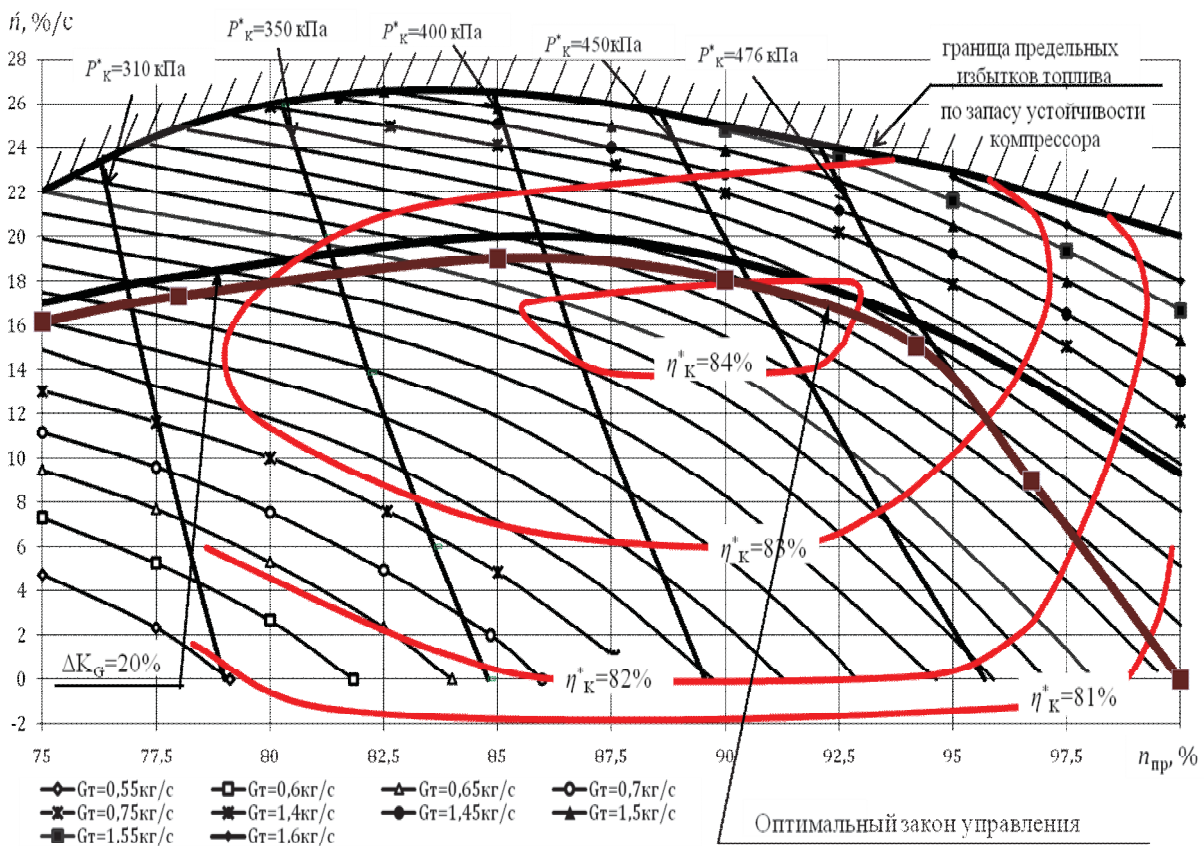


Рис. 3. Расчетная динамическая характеристика в виде зависимости $G_{Тнр} = f(n_{np}, \dot{n})$

На динамической характеристике нанесены изолинии адиабатического полного КПД компрессора, полного давления воздуха за компрессором, граница предельных избытков топлива по запасу газодинамической устойчивости компрессора, а также линия допустимых избытков топлива при соблюдении гарантированной газодинамической устойчивости компрессора.

На динамической характеристике одновального ТРД (рис. 2) приведена сетка ускорений по частоте вращения ротора, которая представляет собой графически выраженное уравнение $\mathfrak{A} = f(n_{\text{пр}}, G_{\text{Тпр}})$, описывающее двигатель для всех условий полета как звено, входом которого является $G_{\text{Тпр}}$, а выходом $n_{\text{пр}}$ (регулирующий и регулируемый параметры основного контура двигателя). Динамическая характеристика ТРД представляет собой область всех возможных решений уравнений динамики двигателя.

Подобное представление динамических свойств двигателя базируется на учете только одного главного аккумулятора энергии – инерционности вращающихся масс турбокомпрессора. При этом предполагается, что на установившихся и переходных режимах сохраняются неизменными геометрические размеры элементов проточной части, тепловое состояние элементов конструкции и пр.

На динамической характеристике (рис. 2) представлена сетка изобар полного давления воздуха за компрессором p_K^* (величина p_K^* входит как сигнал во многие схемы регуляторов и необходима при расчете переходного процесса).

На рис. 5 представлена характеристика компрессора с изолиниями полного адиабатического КПД компрессора. Сравнительный анализ кривых, представленных на рис. 2 и 5, позволяет выявить сходственное протекание изолиний полного адиабатического КПД компрессора. Расчетный характер полученных результатов позволил нанести сетку изолиний ускорений по частоте вращения ротора на экспериментальную характеристику компрессора. Можно заметить, что изолинии имеют сходный характер протекания на динамической характеристике

одновального ТРД и на экспериментальной характеристике компрессора. Сходный характер протекания изолиний полного адиабатического КПД и ускорения по частоте вращения ротора на динамической характеристике компрессора и характеристике компрессора отражает особенности согласования узлов турбокомпрессора при постоянной площади сечения соплового аппарата турбины и реактивного сопла, а также при критическом режиме течения в сопловом аппарате турбины и реактивном сопле. Таким образом, полученные результаты отражают взаимосвязь и взаимозаменяемость характеристик узлов и динамической характеристики ТРД при подобии режимов течения в узлах ТРД.

На динамической характеристике (рис. 2–4) представлена расчетная граница предельных избытков топлива по запасам газодинамической устойчивости компрессора (может быть получена переносом границы устойчивой работы с характеристики компрессора после получения расчетной сетки изолиний p_K^*).

Область допустимых параметров двигателя ограничивается линией допустимых избытков топлива $\Delta K_G = 20\%$ (рис. 2–4), которая определяется следующим образом:

$$\Delta K_G = \frac{G_{\text{Тпр зр}} - G_{\text{Тпр}}}{G_{\text{Тпр зр}}} \cdot 100\% . \quad (1)$$

Кривая $\Delta K_G = 20\%$ определяет требуемый запас по приведенному расходу топлива относительно границы устойчивой работы компрессора на динамической характеристике ТРД. Ограничение вводится для обеспечения устойчивой работы компрессора при возможных внешних возмущениях, ошибках регулирования, технологических отклонениях и т.п.

Расчетный характер проведенных исследований позволяет получить динамическую характеристику одновального ТРД в виде, отличном от классического представления $\mathfrak{A} = f(G_{\text{Тпр}}, n_{\text{пр}})$. На рис. 3 представлена расчетная динамическая характеристика одновального ТРД с нерегулируемой геометрией проточной части в виде зависимости $G_{\text{Тпр}} = f(n_{\text{пр}}, \mathfrak{A})$. Динамическая харак-

теристика ТРД на рис. 3 представляет собой фазовый портрет динамической системы, в качестве которой выступает газотурбинный двигатель. На рис. 4 представлена динами-

ческая характеристика одновального ТРД с нерегулируемой геометрией в виде зависимости $n_{np} = f(G_{Tnp}, \dot{m})$.

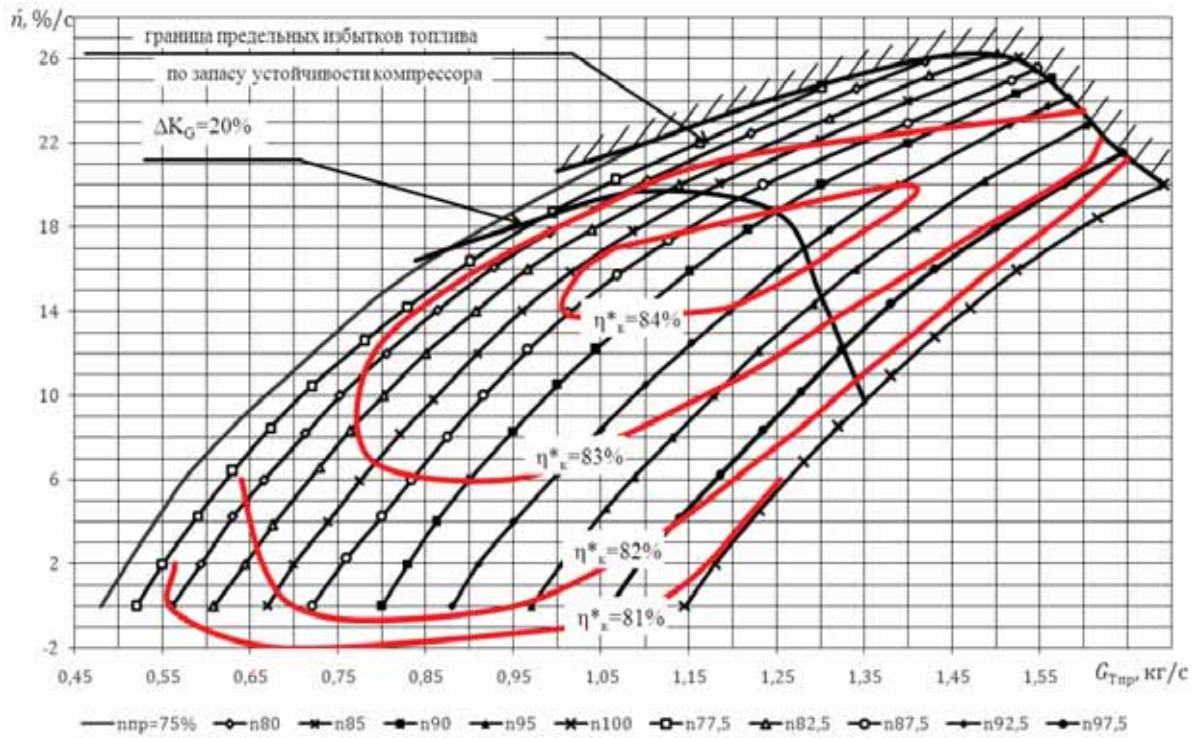


Рис. 4. Расчетная динамическая характеристика в виде зависимости $n_{np} = f(G_{Tnp}, \dot{m})$

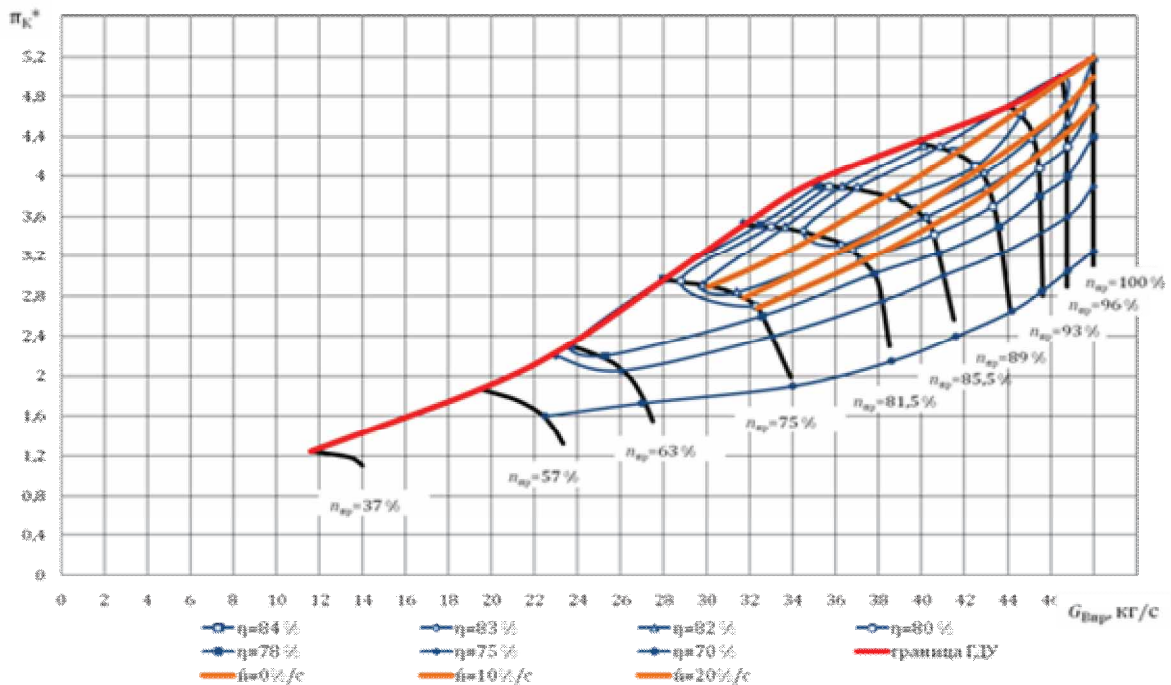


Рис. 5. Характеристика компрессора совместно с изолиниями полного адиабатического КПД и ускорений по частоте вращения ротора

Совокупность трех представленных расчетных динамических характеристик позволяет наиболее полно проводить исследование различных переходных процессов

ГТД и формировать законы управления ГТД в рассматриваемом диапазоне частот вращения ротора.

На рис. 2 и 4 представлена оптимальная переходная рабочая линия ТРД в диапазоне изменения частот вращения $n_{np} = 75\%..100\%$, обеспечивающая минимальное время переходного процесса. Переходная рабочая линия состоит из двух основных участков. Первый участок – переходная рабочая линия с максимальными избытками топлива над установившейся рабочей линией для минимизации времени переходного процесса; второй участок – переходная рабочая линия к точке установившегося режима. На первом участке переходная рабочая линия эквидистантна границе предельных избытков топлива для обеспечения газодинамической устойчивости компрессора $\Delta K_G = 20\%$ с запасом по избытку топлива 1%. На втором участке реализуется дозировка топлива по закону $p_K = const$, что обеспечивает минимальную статическую ошибку регулирования установившегося режима и необходимую устойчивость (уточняется по конкретной схеме регулятора режима и разгона с заданным коэффициентом усиления и динамической характеристике).

Динамическая характеристика ТРД, полученная с применением средств имитационного моделирования, может быть использована для формирования статических и астатических законов управления.

Оптимальная переходная рабочая линия, представленная на рис. 2, может быть реализована с помощью статического закона, представленного в виде зависимости

$$\frac{G_T}{n \cdot p_K^*} = f(n_{np}). \quad (2)$$

Статический закон управления (2) содержит комплекс G_T/p_K^* , который характеризует коэффициент избытка воздуха в камере сгорания и температуру газов при подобии режимов течения и согласовании узлов турбокомпрессора, а также учитывает положение переходной рабочей линии относительно границы устойчивой работы компрессора. Недостатком подобного закона управления является невозможность достаточно точно учесть такие факторы, как изменение коэффициента полноты сгорания топлива, отвод тепла в элементы конструкции двигателя, что влияет на эффективный избыток топлива и избыток мощности турбины при изменении условий эксплуатации.

Для агрегатной реализации подобного закона управления необходима коррекция в зависимости от параметров атмосферного воздуха на входе в двигатель.

Указанных недостатков лишен астатический закон управления, который позволяет реализовать оптимальную переходную рабочую линию, представленную на рис. 3. Предлагаемый астатический закон управления представляется в виде:

$$\frac{\mathbb{A}}{p_K} = f(n_{np}). \quad (3)$$

Подобный закон управления включает в себя ускорение по частоте вращения ротора \mathbb{A} , которое учитывает все факторы, влияющие на избыток мощности турбины, такие как изменение полноты сгорания топлива, нестационарный теплообмен с элементами проточной части турбины и т.п. при изменении эксплуатационных условий. В случае применения подобного астатического закона управления менее точно учитываются запасы газодинамической устойчивости по измеряемым параметрам. Для агрегатной реализации подобного астатического закона управления необходима коррекция в зависимости от параметров воздуха на входе в двигатель.

С помощью предлагаемого подхода возможна разработка системы автоматического управления с использованием обоих законов управления. Статический закон управления используется для ограничения избытков топлива для обеспечения газодинамической устойчивости компрессора. Астатический закон управления используется в качестве основного, что позволяет получить минимальное время приемистости двигателя. Но при этом необходимо проведение дополнительных физических экспериментов, т.к. есть множество факторов, влияющих на \mathbb{A} , но не приводимых по параметрам подобия (например, тепловое состояние элементов и полнота сгорания).

В системе имитационного моделирования DVIgwp произведен расчет переходного процесса при определенном оптимальном законе управления ТРД (рис. 6-8).

Согласно полученным расчетным характеристикам приведенное время переходного процесса в рассматриваемом диапазоне частот вращения ротора составляет 1,5 с.

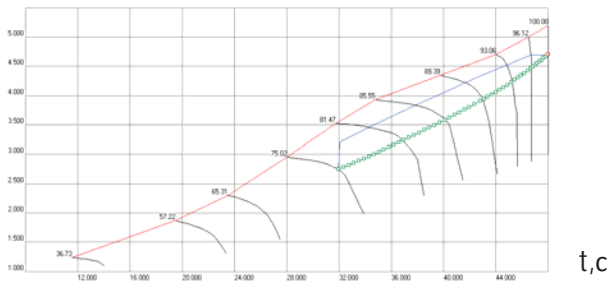


Рис. 6. Переходная рабочая линия на характеристике компрессора

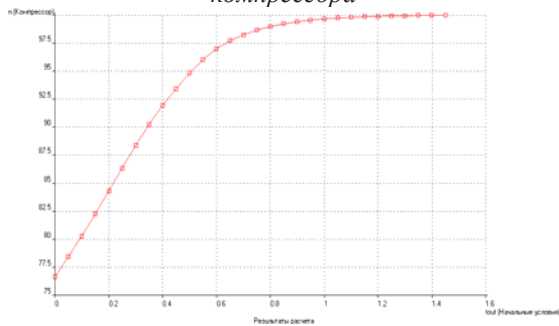


Рис. 7. Изменение частоты вращения ротора во время переходного процесса

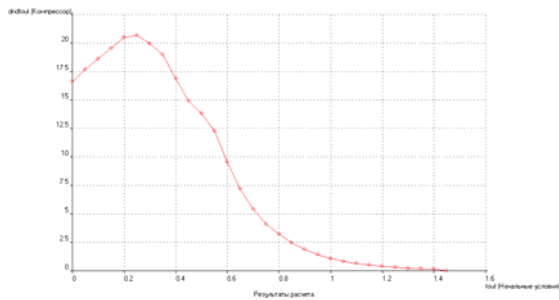


Рис. 8. Изменение ускорения ротора во время переходного процесса

В настоящей работе не рассматриваются конструктивные особенности систем топливопитания и распределения топлива по контурам и форсункам камеры сгорания, вопросы взаимодействия различных регуляторов приемистости между собой, а также регуляторов приемистости и регуляторов установившегося режима. Однако возможен учет подобных взаимодействий при разработке интегральной поузловой имитационной модели газотурбинного двигателя совместно с элементами систем автоматического управления, контроля и диагностики.

Авторами в статье рассмотрены особенности силовых установок для БПЛА одноразового применения со сверхзвуковой крейсерской скоростью полета, а также требования и ограничения на силовую установку и ее САУ, накладываемые целевым назначением изделия.

Авторами получена динамическая характеристика одновального ТРД с нерегулируемой геометрией проточной части при критическом режиме течения в сопловом аппарате турбины и реактивном сопле.

В работе представлена динамическая характеристика одновального ТРД в виде зависимостей

$$\dot{n} = f(G_{Tnp}, n_{np}),$$

$$G_{Tnp} = f(n_{np}, \dot{n}) \text{ и } n_{np} = f(G_{Tnp}, \dot{n}).$$

Расчетный характер исследований позволил впервые получить на динамической характеристике сетку изолиний полного адиабатического КПД компрессора.

Полученные с помощью средств имитационного моделирования динамические характеристики ТРД позволяют определить переходную рабочую линию в приведенных параметрах, обеспечивающую минимальное время переходного процесса. Комплекс динамических характеристик позволяет формировать статические и астатические законы управления силовой установкой БПЛА одноразового применения. Подобные законы управления могут быть реализованы в электронных, гидромеханических и комбинированных системах автоматического управления ТРД с учетом перехода с одного регулятора на другой (переход с регулятора установившегося режима на регулятор разгона и наоборот).

Библиографический список

1. Любомудров, Ю.В. Применение теории подобия при проектировании систем управления газотурбинных двигателей [Текст] / Ю.В. Любомудров – М.: Машиностроение, 1971. – 198 с.
2. Теория автоматического управления силовыми установками летательных аппаратов. Управление ВРД [Текст] / под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. А.А. Шевякова. -М.: Машиностроение, 1976. – 344 с.
3. Шевяков, А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок [Текст] / А.А. Шевяков - М.: Машиностроение, 1970. – 660 с.
4. Ахмедзянов, Д.А. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2004610868. Система термодинамического моделирования газотурбинных двигателей на переходных режимах работы DVIGwp [Текст] / Д.А. Ахмедзянов, И.А.

Кривошеев, Е.С. Власова. -М.: Роспатент, 2004.

5. Тунаков, А.П. САПР газотурбинных двигателей [Текст] / А.П. Тунаков, И.А. Кривошеев, Д.А. Ахмедзянов – Уфа: УГАТУ, 2005. – 272 с.

6. Термогазодинамический анализ рабочих процессов ГТД в компьютерной среде

DVIGw [Текст] / Д.А. Ахмедзянов, И.А. Кривошеев [и др.]. -Уфа: УГАТУ, 2003. – 162 с.

7. Ахмедзянов, Д.А. Термогазодинамическое моделирование авиационных ГТД: учеб. пособие [Текст] / Д.А. Ахмедзянов - Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2008. – 158 с.

GENERATION OF CONTROL PROGRAMES FOR DISPOSABLE UNMANNED AIRCRAFT VEHICLE PROPULSION SYSTEM BY MEANS OF DYNAMIC CHARACTERISTIC

© 2011 A. Ye. Mikhailov, D. A. Akhmedzyanov, Yu. M. Akhmetov, A. B. Mikhailova

Ufa State Aviation Technical University

Disposable unmanned aircraft vehicle propulsion system features are discussed. The dynamic characteristic is proposed to generate control program for disposable unmanned aircraft vehicle propulsion system. The simulation system Dvigwp is used to calculate dynamic characteristic of turbojet engine. The control program, which provides minimal time of transient process is generated by means of calculated dynamic characteristic.

Gas turbine engine, control program, dynamic characteristic, unmanned aircraft vehicle, simulation.

Информация об авторах

Михайлов Алексей Евгеньевич, аспирант Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: mikhailov.ugatu@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы, устойчивость, динамика ГТД, автоматика и регулирование, имитационное моделирование.

Ахмедзянов Дмитрий Альбертович, доктор технических наук, профессор Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: ada@ugatu.ac.ru. Область научных интересов: авиационные двигатели, рабочие процессы, динамика газотурбинных двигателей, автоматика и регулирование, имитационное моделирование.

Ахметов Юрий Мавлютович, кандидат технических наук, доцент Уфимского государственного авиационного технического университета. Область научных интересов: устойчивость, динамика газотурбинных двигателей, автоматика и регулирование, имитационное моделирование.

Михайлова Александра Борисовна, аспирант Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: alexandra11112007@yandex.ru. Область научных интересов: осевые и центробежные компрессоры, расчет характеристик осевых компрессоров, имитационное моделирование, устойчивость.

Mikhailov Alexey Yevgenevich, post-graduate student of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: mikhailov.ugatu@gmail.com. Area of research: working processes, gas-dynamic stability, dynamics of GTE, controlling and automatics, simulation.

Akhmedzyanov Dmitry Albertovich, doctor of technical science, professor of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: ada@ugatu.ac.ru. Area of research: aircraft engines, working processes, dynamics of GTE, controlling and automatics, simulation.

Akhmetov Yuri Mavlyutovich, candidate of technical science, associate professor of Ufa State Aviation Technical University. Area of research: gas-dynamic stability, dynamics of GTE, controlling and automatics, simulation.

Mikhailova Alexandra Borisovna, post-graduate student of Ufa State Aviation Technical University. E-mail: alexandra11112007@yandex.ru. Area of research: axial and centrifugal compressors, off-design performance prediction, simulation, gas-dynamic stability.

УДК 621.787

УСТРОЙСТВО ДЛЯ АЛМАЗНОГО ВЫГЛАЖИВАНИЯ ОТВЕРСТИЙ С НАГРУЖЕНИЕМ ВЫГЛАЖИВАТЕЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛОЙ

©2011 А. Н. Швецов, Д. Л. Скуратов, С. Р. Абульханов

Самарский государственный технический университет

Изложены технологические возможности процесса алмазного выглаживания поверхностей деталей. Представлена конструкция устройства для алмазного выглаживания отверстий с нагружением выглаживателя центробежной силой.

Алмазное выглаживание, технологические возможности, отверстие, устройство для алмазного выглаживания.

Процесс алмазного выглаживания впервые предложенный фирмой «Дженерал электрик» (США) в 1962 г., является сравнительно новым и эффективным методом отделочно-упрочняющей обработки, применяемым для выглаживания наружных и внутренних поверхностей вращения с цилиндрическим, коническим или фасонным профилем, а также для обработки торцовых и плоских поверхностей. Он позволяет уменьшить высоту микронеровностей поверхности и повысить сопротивление усталости и износостойкость деталей. Этот процесс нашел применение в автомобилестроении, авиадвигателестроении, общем машиностроении и др. отраслях промышленности.

Алмазное выглаживание может быть использовано для обработки практически любых металлов и сплавов, применяемых в современном производстве, кроме ниобия, титана и циркония. Невозможность обработки ниобия, титана и циркония обусловлена тем, что при выглаживании данные материалы налипают на рабочую часть инструмента.

С целью повышения эксплуатационных характеристик алмазному выглаживанию подвергаются также детали с различными металлическими покрытиями.

В процессе выглаживания в зависимости от условий отделочно-упрочняющей обработки (способа выглаживания, режимов, геометрии алмазного инструмента – выглаживателя, физико-механических свойств обрабатываемого материала и т.д.) точность формы остается исходной или незначительно улучшается, а изменение размеров происходит в пределах высоты микронеровностей. Степень упрочнения поверхностного слоя деталей составляет в большинстве случаев

10...30 % при глубине слоя 0,01...0,3 мм, а величина сжимающих остаточных напряжений, примерно 500... 700 МПа [3]. При этом структура материала становится более однородной, а шероховатость поверхности может быть снижена с $Ra = 1,5...0,6$ мкм до $Ra = 0,4...0,3$ мкм.

Сущность алмазного выглаживания заключается в пластическом деформировании обрабатываемой поверхности заготовки в результате воздействия на неё алмазного выглаживающего инструмента, закрепленного в специальной державке. В результате скольжения алмазного инструмента по обрабатываемой поверхности микронеровности, оставшиеся от предшествующего вида обработки, частично или полностью сглаживаются, происходит упрочнение поверхностного слоя и в нем формируются сжимающие остаточные напряжения как в осевом, так и в окружном направлениях. А это, в свою очередь, приводит к увеличению предела выносливости и сопротивления усталости деталей и, как следствие, к повышению надежности и долговечности деталей машин.

В зависимости от условий закрепления инструмента на станке различают два способа выглаживания – «жесткое» и «упругое».

При «жестком» способе выглаживания державку с алмазным инструментом закрепляют на станке аналогично резцу. При этом обеспечивается жесткая кинематическая связь между выглаживателем и обрабатываемой заготовкой. Условия выглаживания в этих условиях в значительной мере будут определяться жесткостью технологической системы.

Достоинством данного способа выглаживания является возможность обработки прерывистых поверхностей, а также повышение точности диаметральных размеров и формы поверхностей. К недостатку жесткого способа закрепления выглаживателя следует отнести невозможность обеспечения стабильной шероховатости и требуемого состояния поверхностного слоя на всей обработанной поверхности из-за значительного колебания силы выглаживания, обусловленного радиальным биением обрабатываемой поверхности.

При упругом способе выглаживания отсутствует жесткая кинематическая связь между обрабатываемой поверхностью заготовки и выглаживателем. Алмазный инструмент упруго прижимается к обрабатываемой поверхности. Однако в отличие от жесткого способа закрепления выглаживателя при упругом способе закрепления инструмента глубина вдавливания его в обрабатываемую поверхность заготовки будет поддерживаться одинаковой за счет обеспечения постоянства силы выглаживания, создаваемой нагружающими системами державок или устройств. В зависимости от системы нагружения державки и устройства подразделяются на механические, магнитные, электромагнитные и комбинированные.

На практике наибольшее распространение получили державки и устройства с механической системой нагружения [1]. Они используются для обработки как наружных, так и внутренних поверхностей. При этом наибольшую сложность представляет выглаживание внутренних поверхностей (отверстий).

Для алмазного выглаживания отверстий разработано устройство, общий вид которого представлен на рис. 1.

Устройство (рис. 2) состоит из корпуса 2, в котором располагается основная часть рычажно-пружинного механизма, включающего рычаги 12, ползуны 15, перемещающиеся по осям 16, пружины 14 и 17, а также штоки 3 и грузы 4. Корпус устройства соединен с коническим хвостовиком 1. Рычажно-пружинный механизм посредством штифта 13 соединен с подвижной пластиной 7, на которой при помощи винта 8 установлена ножка 9 с алмазным выглаживателем 10. При этом подвижная пластина переме-

щается между неподвижной пластиной 5 и рамкой 6.

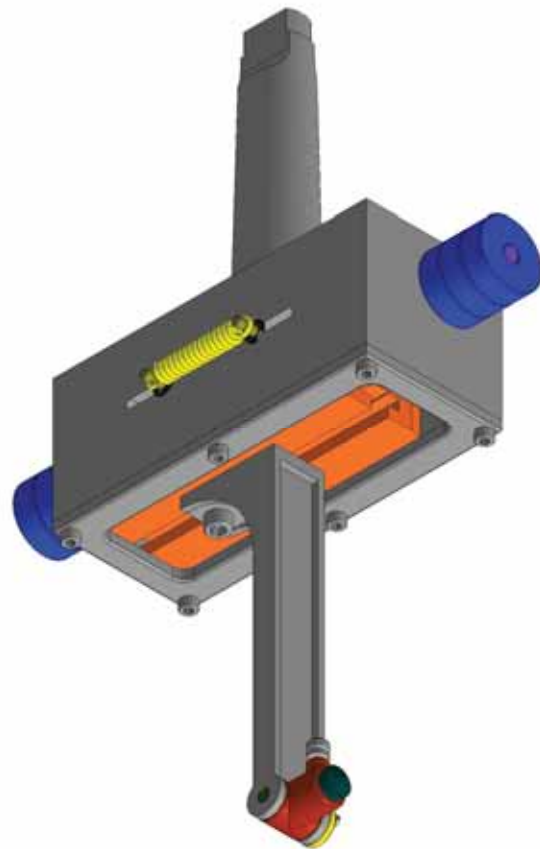


Рис. 1. Устройство для алмазного выглаживания отверстий

Устройство работает следующим образом. При сообщении устройству вращательного движения от шпинделя станка через конус Морзе хвостовика грузы, установленные на штоках, под действием центробежной силы перемещают рычаги и оси 16, взаимодействующие с рычагами через ползуны. При этом ползуны, перемещаясь по осям навстречу друг другу, сжимают пружины 14 и растягивают пружины 17. Усилие, создаваемое пружинами 17, обеспечивает возврат механизма в исходное состояние при прекращении процесса алмазного выглаживания.

Пружины 14 препятствуют появлению перекосов при движении ползунов по осям и облегчают работу по возврату механизма в исходное состояние.

В процессе работы штифт 13 перемещается вместе с рычагами в горизонтальной плоскости, обеспечивая поступательное перемещение подвижной пластине, а следовательно и ножке с алмазным выглаживателем до его соприкосновения с обрабатываемой

заготовкой 11. Радиальная сила P_y , с которой алмазный инструмент действует на обрабатываемую поверхность заготовки, определяется массой грузов и частотой вращения устройства, равной частоте вращения шпинделя станка. При этом для обеспечения

нормальной работы рычажно-пружинного механизма необходимо, чтобы усилие сжатия, создаваемое каждой из пружин 17, и усилие растяжения, создаваемое каждой из пружин 14, составили соответственно 15 и 7 Н.

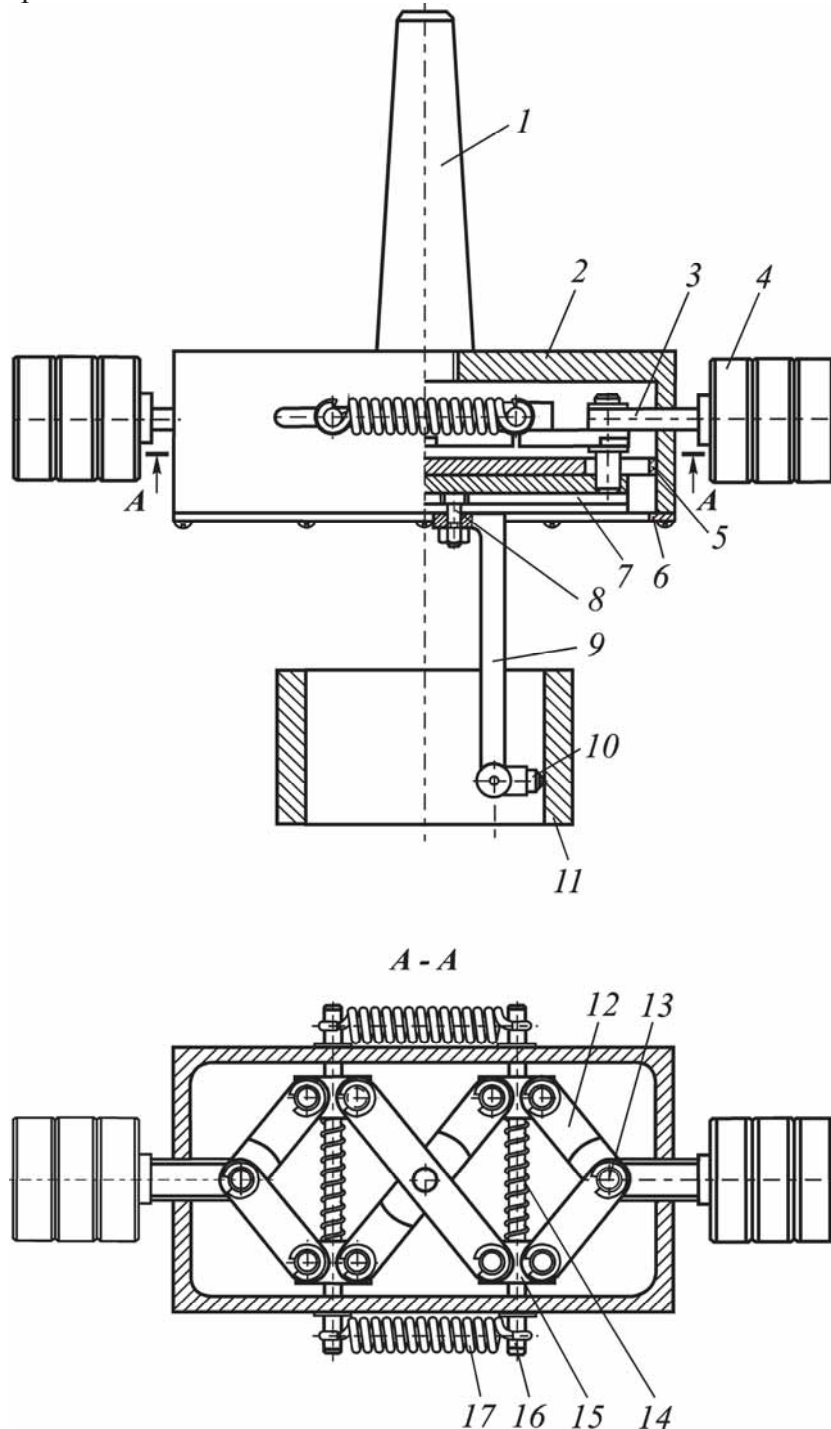


Рис. 2. Схема выглаживания отверстия на основе использования специального рычажно-пружинного вращающегося устройства

Значение радиальной силы должно соответствовать условию смятия исходных микронеровностей при сглаживающем или усло-

вию упрочнения при упрочняющем выглаживании. Величина силы выглаживания [4]:

$$P_y = \pi \varepsilon H V \left(\frac{DR}{D+R} \right)^2 \quad (1)$$

определяется относительным внедрением инструмента в заготовку $\varepsilon = \frac{h}{R}$, где h - глубина выглаживания, мм; HV - твердость обрабатываемого материала по Викерсу, МПа; D - диаметр обрабатываемой поверхности, мм; R - радиус рабочей части инструмента, мм.

В зависимости от режима обработки (сглаживающего или упрочняющего) задается глубина выглаживания

$$h = k_i R z_{\text{исх}}, \quad (2)$$

где $k_i = 0,7 \dots 1,3$ - коэффициент вдавливания инструмента, $i = 1, 2$ - индексы соответственно нижнего и верхнего пределов глубины вдавливания; $R z_{\text{исх}}$ - высота неровностей по десяти точкам (исходная), мкм.

Таким образом, технические ограничения, обусловленные требованиями к силе выглаживания, будут иметь вид [2]:

$$P_y \geq \pi HV \frac{k_1 C_{Rz} Ra_{\text{исх}}}{R} \left(\frac{DR}{D+R} \right)^2; \quad (3)$$

$$P_y \leq \pi HV \frac{k_2 C_{Rz} Ra_{\text{исх}}}{R} \left(\frac{DR}{D+R} \right)^2, \quad (4)$$

где C_{Rz} - коэффициент перевода параметра Ra в Rz ; $Ra_{\text{исх}}$ - среднее арифметическое отклонение профиля (исходное), мкм; для сглаживающего режима $k_1 = 0,7$, $k_2 = 1,0$; для упрочняющего режима $k_1 = 1,1$, $k_2 = 1,3$.

Таблица 1. Расчетные значения силы P_y при различных частотах вращения шпинделя и массе грузов

n , об/мин	v , м/с	ω , с ⁻¹	P_y , Н		
			1×52 г	2×52 г	3×52 г
500	5,08	52,33	29,22	58,45	87,67
630	6,40	65,94	46,39	92,79	139,18
800	8,12	83,73	74,81	149,62	224,43
1000	10,15	104,67	116,89	233,78	350,67
1250	12,69	130,83	182,64	365,28	547,92

Вывод

Таким образом, предложенное устройство для алмазного выглаживания отверстий обладает возможностью быстрой переналадки на режим обработки с заданной силой

Обычно сила алмазного выглаживания изменяется в диапазоне от 50 до 300 Н.

В табл. 1 приведены значения силы P_y , создаваемые устройством, при различных частотах вращения шпинделя вертикально-фрезерного станка 6С12 и различной массе грузов. Масса каждого груза, устанавливаемого на шток (см. рис. 2), составляет примерно, 52 г. На каждый шток может быть установлено до трех грузов.

Наладка на обрабатываемый размер (рис. 3) осуществляется путем перемещения ножки 2 с алмазным выглаживателем 3 вдоль паза пластины 1. Положение ножки фиксируется винтом 4. Данное устройство предназначено для алмазного выглаживания отверстий диаметром от 43 до 139 мм.

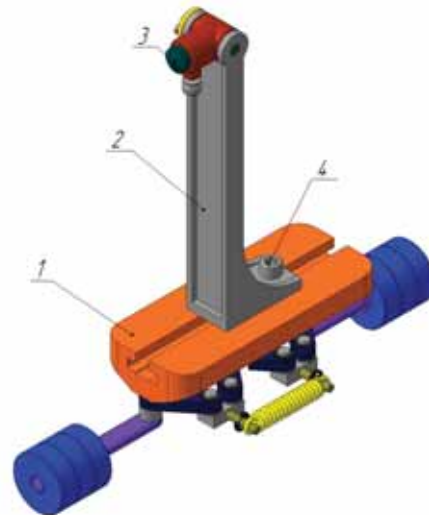


Рис. 3. Подвижная часть устройства

выглаживания и настройки на требуемый размер обрабатываемого отверстия. Кроме того, симметричное расположение грузов на штоках устройства практически исключает появление дисбаланса.

Библиографический список

1. Абразивная и алмазная обработка материалов [Текст] : справочник / А.Н. Резников [и др.]; под ред. А.Н. Резникова. – М.: Машиностроение, 1977. – 391 с.
2. Сидоров, С.Ю. Разработка математической модели для определения рациональных условий обработки на операциях алмазного выглаживания при изготовлении деталей авиационной техники [Текст] / С.Ю. Сидоров, Д.Л. Скуратов // Вестник Самарск. гос. аэрокосм. ун-та. – 2006. – №2 (10). – Ч.2. – С. 96-100.
3. Сулима, А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин [Текст]/А.М. Сулима, В.А. Шулов, Ю.Д. Яговкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.
4. Торбило, В.М. Алмазное выглаживание [Текст] / В.М. Торбило. – М.: Машиностроение, 1972. – 105 с.

A DEVICE FOR DIAMOND SMOOTHING OF HOLES WITH A CENTRIFUGAL-FORCE-LOADED SMOOTHING TOOL

© 2011 A. N. Shvetsov, D. L. Skuratov, S. R. Abulkhanov

Samara State Technical University

Technological capabilities of a process of diamond smoothing of component surfaces are discussed. The design of a device for diamond smoothing of holes with use of the centrifugal force to load the smoothing tool is proposed.

Diamond smoothing, technological capabilities, holes, a diamond smoothing device.

Информация об авторах

Швецов Алексей Николаевич, инженер, магистрант Самарского государственного технического университета. Тел. (846) 332-45-83. E-mail: shvecovalexey@yandex.ru; isap@samgtu.ru. Область научных интересов: процессы поверхностно-пластического деформирования материалов.

Скуратов Дмитрий Леонидович, доктор технических наук, профессор кафедры инструментальных систем и сервиса автомобилей Самарского государственного технического университета. Тел.: (846) 332-45-83. E-mail: isap@samgtu.ru. Область научных интересов: структурно-параметрическая оптимизация технологических процессов механической обработки, процессы абразивной обработки и поверхностно-пластического деформирования.

Абульханов Станислав Рафаелевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и станочных комплексов Самарского государственного технического университета. Тел.: (846) 332-45-88. E-mail: abulhanov58@mail.ru. Область научных интересов: процессы резьбонарезания и поверхностно-пластического деформирования.

Shvetsov Alexei Nikolaevich, engineer and an MSc student of Samara State Technical University. Phone: (846) 332 45 83. E-mail: shvecovalexey@yandex.ru. Area of research: processes related to surface plastic strain of materials.

Skuratov Dmitry Leonidovich, Doctor of Engineering, Professor department of Instrument Systems and Car Servicing of Samara State Technical University. Phone: (846) 332 45 83. E-mail: iasp@smagtu.ru. Area of research: structure and parameter optimization of processes related to mechanical operations, abrasive machining, and surface plastic strain.

Abulkhanov Stanislav Rafaelevich, Candidate of Engineering, Associate Professors at the sub-department of Motor Vehicles and Machine Complexes of Samara State Technical University. Phone: (846) 332 45 88. E-mail: abulhanov58@mail.ru. Area of research: processes of screw cutting and surface plastic strain.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОТИВОТОЧНОГО ГОРЕЛОЧНОГО МОДУЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АНИЗОТРОПНЫХ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

© 2011 Ш. А. Пиралишвили, А. И. Гурьянов, А. В. Бадерников

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева

Приведены результаты численного моделирования течения вязкого сжимаемого газа в противоточном горелочном модуле с учетом характерных особенностей течения в ограниченных стенками диафрагмированных закрученных потоках. Расчёты выполнены с использованием моделей турбулентности: SST, k- ϵ , RNG k- ϵ , EARSM, RSM BSL. Показано, что в случае применения модели переноса реинольдсовых напряжений RSM BSL (Reynolds Stress Model BaseLine) структура течения имеет особенности, не проявляющиеся при использовании стандартных двухпараметрических моделей турбулентности, но наблюдаемые при экспериментах.

Закрученное течение, вихревая горелка, анизотропная модель турбулентности.

Введение

Совершенствование процессов сгорания топлива в камерах сгорания ГТУ привело к созданию большого количества различных горелочных устройств, использующих закрутку потока. Интерес инженеров и исследователей к закрученным потокам не случаен – исследования течений с горением, типичных для камер сгорания ГТУ и различных горелочных устройств, показывают, что закрутка течения существенным образом сказывается на характеристиках поля течения: улучшении смешивания, повышении интенсивности горения в реагирующих потоках, способности струи к организации аэродинамической стабилизации [1]. Одним из перспективных вариантов конструкции является противоточный горелочный модуль, представленный на рис. 1.

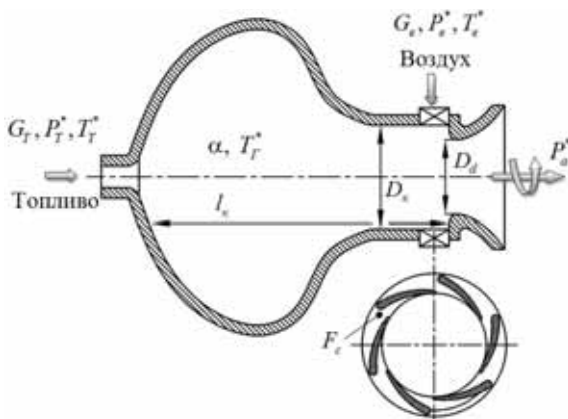


Рис. 1. Схема противоточного горелочного модуля

Общие подходы к проектированию подобных устройств, разработанные на основе балансных соотношений переноса энергии, вещества, импульса, позволяют определить интегральные параметры течения. Однако для совершенствования модуля необходимо знать распределение термогазодинамических параметров течения в объеме рассматриваемой конструкции. При этом экспериментальные исследования не всегда возможны, а также дорогостоящи и трудоёмки. Поэтому возникает необходимость численного моделирования закрученных потоков.

Численное описание турбулентных процессов - пока не полностью решённая задача. Моделирование турбулентного горения является ещё более сложной задачей. Одной из основных проблем представляется описание взаимосвязи турбулентных и химических процессов [2]. При этом результаты расчётов с использованием осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (RANS) чувствительны к выбору замыкающей полуэмпирической модели турбулентности [3]. Таким образом, правильное определение параметров потока, характеризующих турбулентность, является хорошей основой для дальнейшего моделирования химических реакций.

Геометрическая модель

В данной работе исследуется влияние различных моделей турбулентности на интегральные характеристики вихревого горелочного модуля (ВГМ) и на распределение параметров потока в нём.

Геометрическая модель рассматриваемого ВГМ представлена на рис. 2.



Рис. 2 Геометрическая модель ВГМ ($F_c=0.089$;
 $\bar{R}_d=0.533$; $L_k=5.73$)

Математическая модель

Рассматривалось турбулентное течение совершенного газа – воздуха.

Система уравнений Навье–Стокса, осреднённых по Рейнольдсу, замыкалась моделями турбулентности SST, k-ε, k-ε RNG, k-ε EARSM, RSM BSL. Выбор моделей турбулентности для исследования был продиктован следующими соображениями: SST, k-ε и k-ε RNG основаны на предположении изотропности турбулентной вязкости, часто применяются в инженерной практике и рекомендуются разработчиками при решении задач с учётом горения [4]. Недостатком этих моделей является предположение об изотропности турбулентных параметров, которое не всегда может быть применено для закрученных течений [5].

В модели k-ε EARSM учёт анизотропности турбулентной вязкости достигается путём решения дополнительного алгебраического уравнения переноса для тензора анизотропии [2]. В ANSYS CFX представлены два варианта модели k-ε EARSM [6] и k-ω BSL EARSM [7]. Расчёты проводились для первого варианта, основанного на уравнениях k-ε, т.к. модель k-ω BSL EARSM разработана для расчётов в области аэродинамики.

Модель RSM BSL рекомендована разработчиками для расчёта сильно закрученных течений [8] и показала хорошо совпадающие с экспериментом результаты при расчёте течения закрученного потока в модельной камере сгорания [9]. В этой модели уравнение переноса решается для каждой из шести компонент тензора рейнольдсовых напряжений, что позволяет

учитывать большинство эффектов, присущих турбулентному течению [2]. Недостатками данной модели являются более медленная (по сравнению с k-ε) сходимость и повышенное требование к вычислительной мощности компьютера [8].

Необходимо отметить, что в пакете ANSYS CFX реализованы несколько вариантов модели RSM. Для проведения расчётов была выбрана модель RSM BSL (Reynolds Stress Model BaseLine), обладающая следующими особенностями:

- модель содержит уравнение переноса удельной скорости диссипации энергии ω ;
- по существу является двухслойной, где вблизи стенки используется набор констант для модели, включающей в себя ω , а в основном потоке – набор констант модели, основанной на ϵ и переформулированной в терминах ω ;
- сшивка ω и ϵ областей осуществляется подобно модели Ментера k- ω BSL [10];
- член перераспределения давления (pressure-strain correlation) отличается от используемого в модели RSM-LRR (Launder, Reece, Rodi) [11]. К сожалению, в документации не приведена ссылка на литературу для данной модели.

Расчётная модель

Для проведения расчётов на основании геометрической модели ВГМ была построена расчётная модель, представленная на рис. 3. Для снижения объёма сеточной модели, рассматривался сектор 120° , на границах которого устанавливались условия периодичности.

Сеточная модель представляет собой гексаэдральную многоблочную структурированную сетку. Блоки соединяются между собой граничным условием типа «интерфейс» – рис. 4.

Общий объём сеточной модели ~2.5 млн элементов. Размерность сетки в центральной области ВГМ (рис. 5, выделено красным) составляет $472 \times 62 \times 60$ узлов в осевом, радиальном и окружном направлениях соответственно.

Граничные условия

Для всех моделей турбулентности расчёты проводились в стационарной постановке при одинаковых граничных условиях: $\pi^*=1,03$; $1,05$; $1,1$; $1,2$. $T_{вх}^*=300$ К. Параметры турбулентности на входе вычислялись ANSYS CFX и соответствовали 5% интенсивности турбулентных пульсаций.

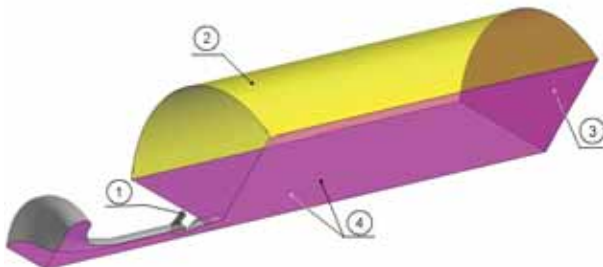


Рис. 3. Расчётная модель и граничные условия: 1 – вход; 2 – стенка со свободным скольжением; 3 – выход; 4 – периодичность

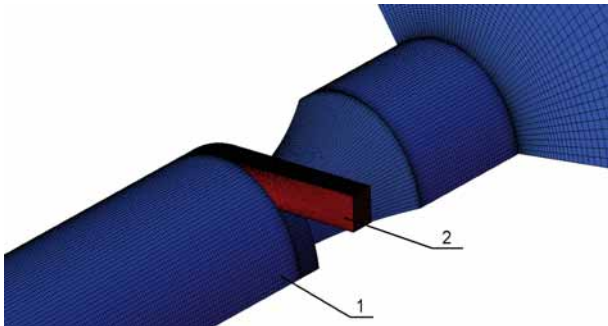


Рис. 4. Расположение блоков сетки: 1 – основной блок, 2 – сопловой ввод

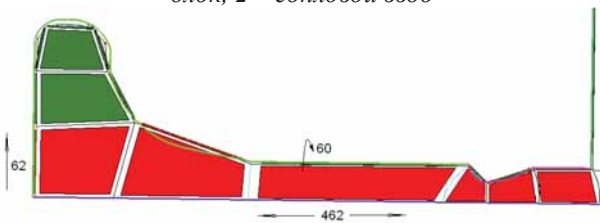


Рис. 5. Размерность сетки в центральной области ВГМ

Интегральные характеристики горелочного модуля

Результаты расчётов показали, что интегральные характеристики горелочного модуля слабо зависят от выбранной модели турбулентности – наибольшее отклонение массового расхода от средней величины отмечено для модели EARSM (+12%) и k-ε (-7%). Для остальных моделей турбулентности это отклонение не превышает 4.5% – рис. 6. При отсутствии экспериментальных данных по внутренней структуре течения это создаёт определённые трудности при анализе пригодности той или иной модели турбулентности для моделирования течения в горелочных модулях подобной конструкции.

Таким образом, актуальной задачей является экспериментальное исследование

структуры течения в вихревых горелочных модулях с противотоком.

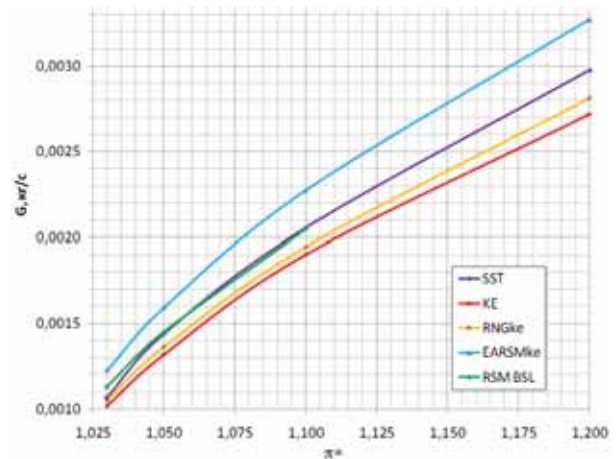


Рис. 6. Интегральные характеристики ВГМ для различных моделей турбулентности

Структура течения в горелочном модуле

Анализ структуры течения (рис. 7) показал: для моделей SST, k-ε, k-ε RNG, k-ε EARSM картина течения практически совпадает – закрученный периферийный поток отрывается от стенок в расширяющейся части вихревой трубы – камере смешения. При этом образуется система из двух тороидальных вихрей, один из которых является замкнутым, а во втором закрученный периферийный поток разворачивается на 180° с формированием приосевого вихря.

Структура течения, полученная с помощью модели RSM BSL (рис. 8), отличается от других рассмотренных вариантов – при движении периферийного потока в объёме горелочного модуля, в цилиндрической части образуется винтообразный тороидальный вихрь – 1, наблюдаемый в экспериментах [12], но который не показали другие модели. Как и для других моделей, поток отрывается от стенок в расширяющейся части вихревой трубы, но структура течения в камере смешения различается – вместо плавного разворота на 180° в центральной части камеры смешения образуются несколько тороидальных вихрей – 2 (рис. 8), которые выполняют роль жидких стенок. При этом ограниченный тороидальными вихрями закрученный поток движется сначала в сторону большего радиуса и, развернувшись на 180° вокруг тороидального вихря в верхней части камеры смешения, движется к оси горелочного модуля в узком пространстве между стенкой и вихрем. Радиальная компонента ско-

рости при этом возрастает с -1 м/с до -9 м/с , а угловая скорость вращения увеличивается с $\sim 100\text{ с}^{-1}$ до $\sim 7500\text{ с}^{-1}$, что в $\sim 2\dots 2,5$ раза превосходит начальную угловую скорость в сопловом вводе. Высокая степень

закрутки потока приводит к эжекции воздуха из атмосферы ($\sim 4\%$ от G_B), что не было отмечено для других моделей, но наблюдалось при экспериментах [12].

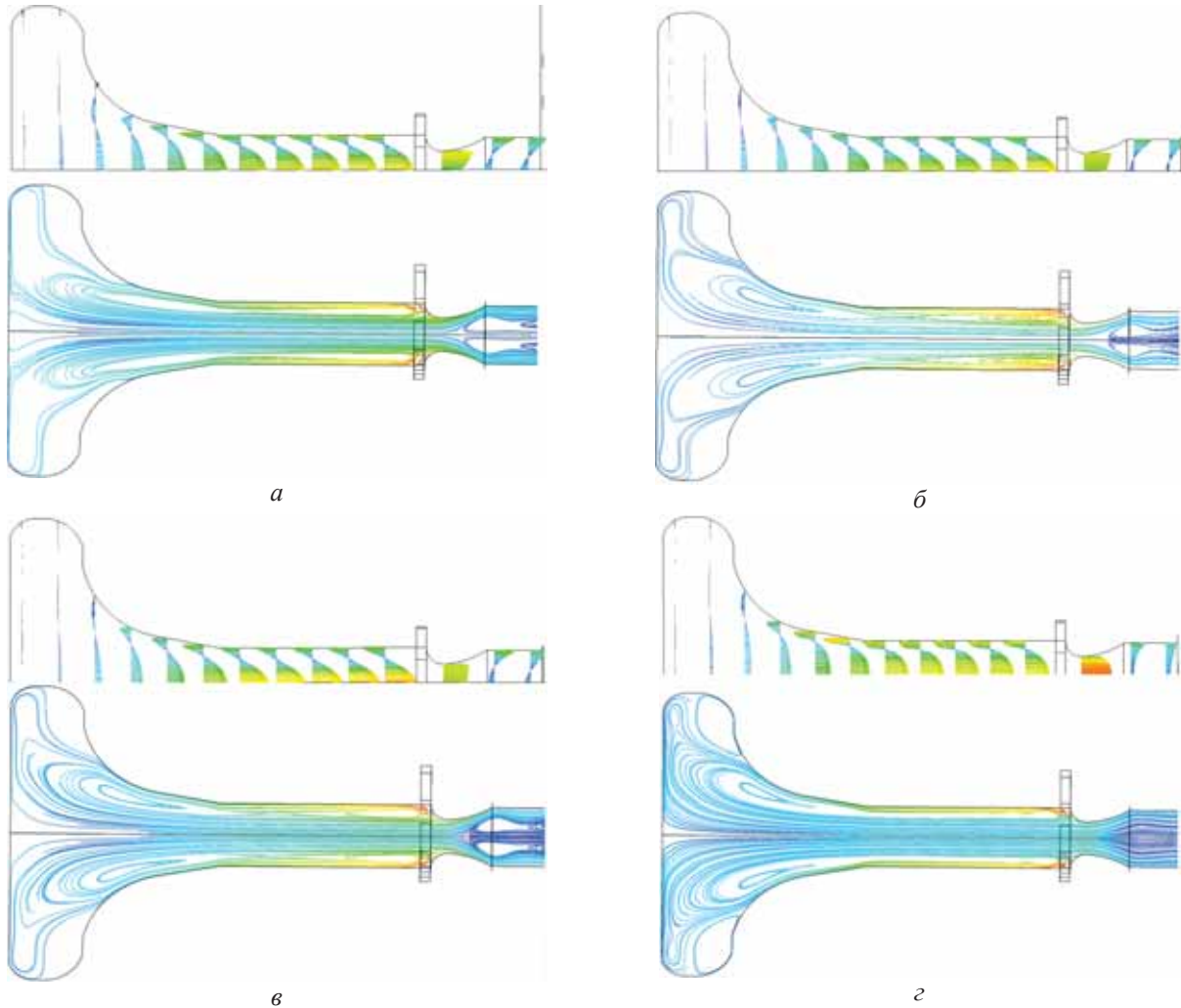


Рис. 7. Векторы осевой скорости и структура течения: (а) SST; (б) $k-\varepsilon$; (в) $k-\varepsilon$ RNG; (z) $k-\varepsilon$ EARSМ

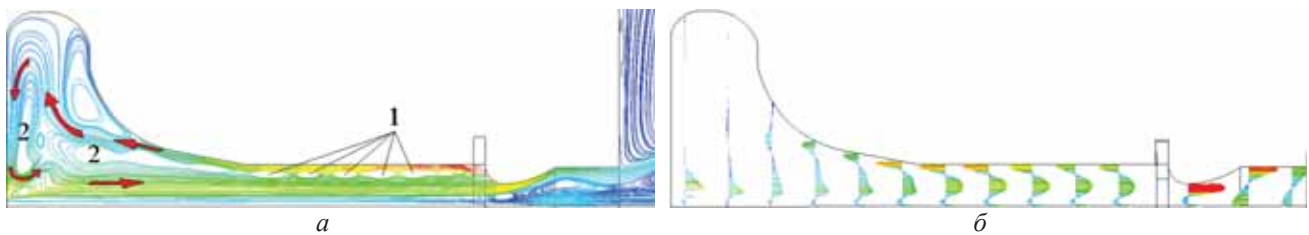


Рис. 8. Модель RSM BSL. Структура течения (а) и векторы осевой скорости (б)

Распределение параметров потока по объёму ВГМ

Рассмотрим распределение параметров потока по объёму ВГМ. На рис. 9 приведены значения компонент скорости V_R и V_Θ .

Как видно из представленных рисунков, винтообразные тороидальные вихри в цилиндрической части ВГМ, отмеченные

при расчёте с моделью RSM BSL, выглядят как чередующиеся области положительной и отрицательной величины V_R и наиболее ярко проявляются именно для этого варианта расчёта. Для моделей $k-\varepsilon$ EARSМ и SST этот эффект выражен заметно слабее, а для $k-\varepsilon$ и $k-\varepsilon$ RNG исчезает практически сразу после соплового ввода. Таким образом, использо-

вание анизотропной модели турбулентности RSM BSL позволяет учесть радиальный перенос массы в цилиндрической части ВГМ. Стандартные двухпараметрические модели

его не показывают совсем, либо область, где радиальный перенос существует, ограничена 2-3 витками тороидального вихря.

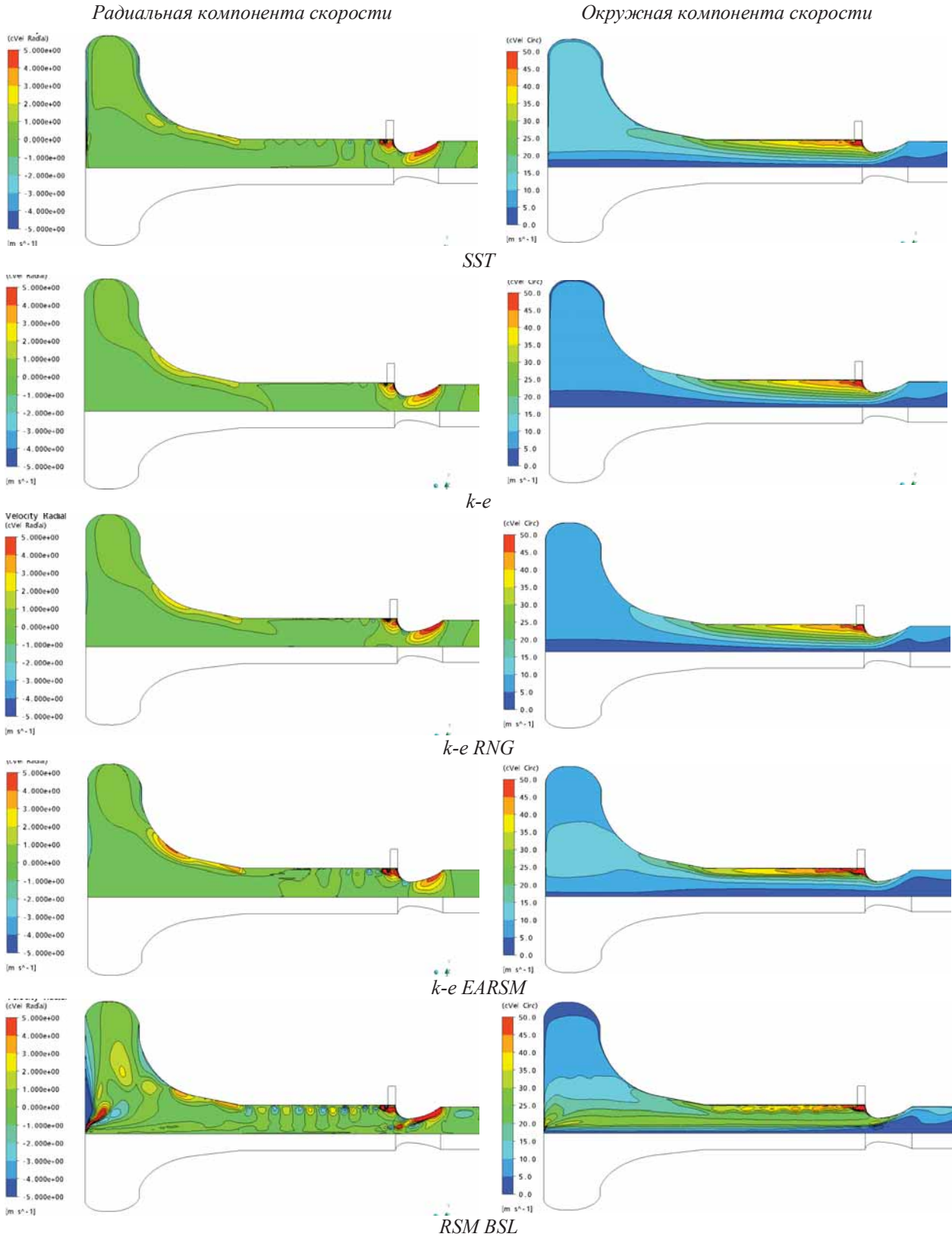


Рис. 9 Распределение радиальной и окружной компонент скорости

Учёт анизотропии заметно влияет и на распределение тангенциальной компо-

ненты скорости в цилиндрической части ВГМ. Для моделей $k-\epsilon$ EARSM и RSM BSL харак-

терна стратификация V_Θ для приосевого и периферийного вихрей, тогда как для моделей изотропной турбулентности величина окружной скорости снижается к оси практически линейно.

Известно, что вращение текучей среды по закону свободного вихря (вихрь Ренкина) может быть описано соотношением $V_\Theta * R = \text{const}$; по закону вращения квазитвёрдого тела $V_\Theta / R = \text{const}$.

Для выяснения законов вращения вихрей в объёме ВГМ рассмотрим графики V_Θ / R в поперечных сечениях ВГМ (рис. 10 и 11).

Из анализа графиков следует, что модели турбулентности SST, k-ε и k-ε RNG в цилиндрической и расширяющейся части ВГМ показывают вращение среды как квазитвёрдого тела. Этот тип вращения реализуется как для приосевого, так и для периферийного вихря.

Модели k-ε EARSМ и RSM BSL, учитывающие анизотропию турбулентности, показывают, что в объёме ВГМ реализуется сложное свободно-вынужденное вихревое течение. При этом результаты, полученные на моделях k-ε EARSМ и RSM BSL, сильно различаются: обе модели предсказывают повышение окружной скорости приосевого вихря в камере смешения, однако для k-ε EARSМ максимальная величина угловой скорости вращения в ~ 3 раза меньше, чем для модели RSM BSL. При продвижении от камеры смешения к соплу-диафрагме закрутка приосевого вихря для модели k-ε EARSМ значительно (в ~ 2 раза) снижается. Для модели RSM BSL также наблюдается снижение угловой скорости вращения, но не настолько значительное. Из этого можно сделать следующий вывод: причиной появления эжекции воздуха из окружающей среды, показанная моделью RSM BSL и отмеченная при экспериментальных работах [12], может являться высокая угловая скорость вращения приосевого вихря в объёме ВГМ.

Расчёты показывают, что скорость вращения приосевого вихря превосходит начальную в сопловом вводе в ~ 2 раза. Причиной этого является специфическая структура течения в камере смешения, полученная при использовании модели RSM BSL. Как было сказано выше, поток при движении к оси горелочного модуля в уз-

ком пространстве между стенкой и ограничивающим тороидальным вихрем приобретает высокую угловую скорость вращения. Это объясняется тем, что движение этого потока происходит по закону свободного вихря $V_\Theta * R = \text{const}$. На рис. 12 представлен график величины $V_\Theta * R$ в сечении вихря ($x = 5.6D_k$), а на рис. 13 структура течения в вихре.

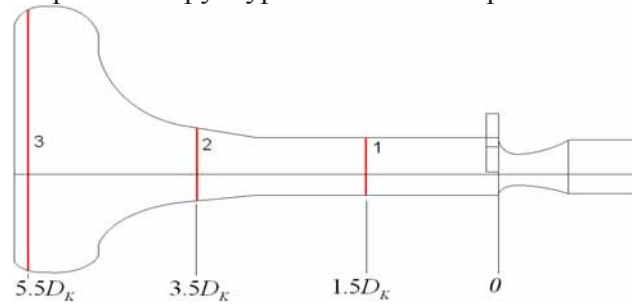


Рис. 10. Расположение сечений ВГМ: сечения 1; 2; 3 – $1.5D_k$; $3.5D_k$; $5.5D_k$ от соплового ввода

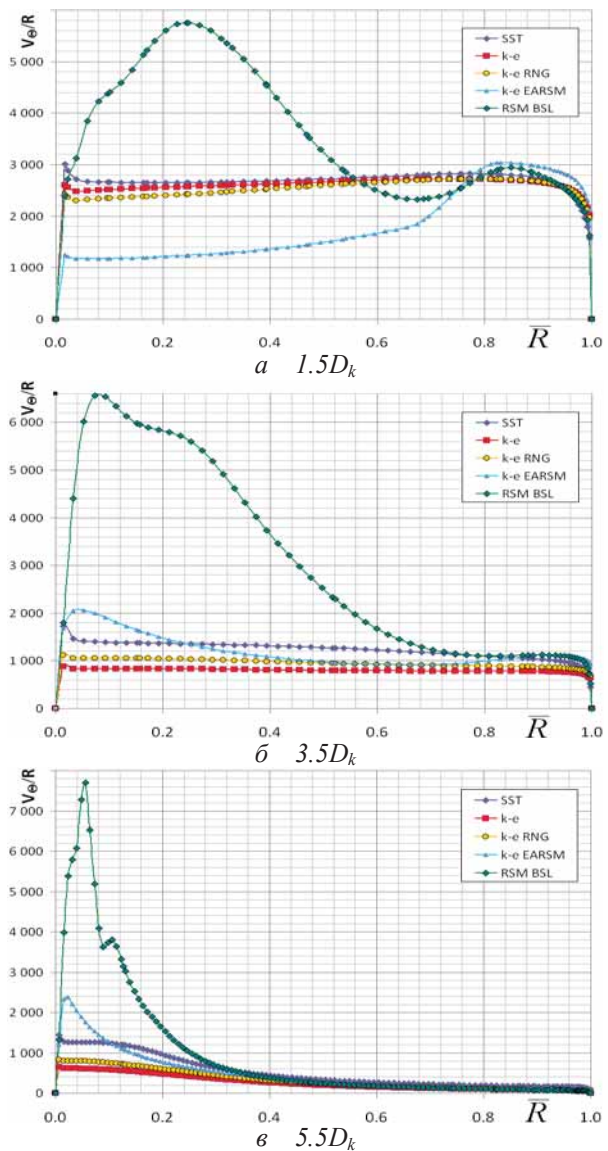


Рис. 11. Профили угловой скорости вращения V_Θ/R в сечениях (а) – 1; (б) – 2; (в) – 3

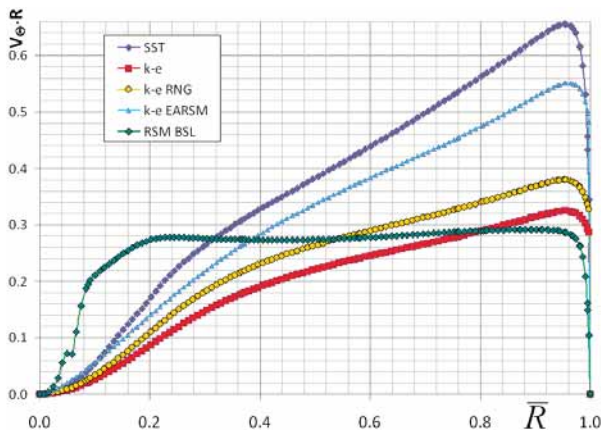


Рис. 12. Зависимость величины $V_0 \cdot R$ от радиуса в сечении $5.6Dk$

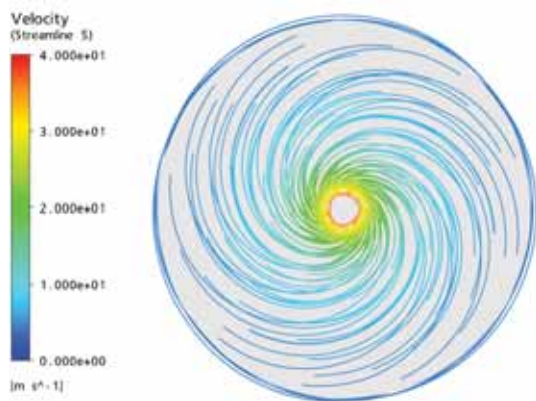


Рис. 13. Структура течения в сечении $5.6Dk$

Заключение. В результате численного моделирования с различными моделями турбулентности исследованы особенности течения в горелочном модуле с противотоком. Структура течения, полученная при использовании анизотропной модели турбулентности RSM BSL, отличается от результатов, полученных на стандартных двухпараметрических моделях $k-\epsilon$, SST, $k-\epsilon$ RNG и модели EARSM. При этом интегральные характеристики горелочного модуля слабо зависят от выбранной модели турбулентности.

Согласование структуры течения, полученной на модели RSM BSL, с наблюдаемой при экспериментах показывает перспективность применения данной модели при расчётах вихревых горелочных модулей с противотоком, в том числе и вихревых устройств других технических назначений. Тем не менее для верификации и на-

стройки модели турбулентности требуется проведение эксперимента с измерением в объёме ВГМ параметров потока и турбулентных пульсаций.

Библиографический список

1. Пиралишвили, Ш.А. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения [Текст] / Ш.А. Пиралишвили, В.М. Поляев, М.Н. Сергеев. Под ред. А.И. Леонтьева. - М.: УНПЦ «Энергомаш», 2000.
2. Юн, А.А. Теория и практика моделирования турбулентных течений [Текст] / А.А. Юн – М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2009. – 272 с.
3. Аэродинамика закрученного потока в вихревых горелках [Текст] / Ш.А. Пиралишвили, А.И. Гурьянов, М.Д. Ахмед [и др.] // Авиакосмическое приборостроение. - 2007. - №9. - С. 3–8.
4. ANSYS CFX Reference Guide. / ANSYS Inc.– ANSYS CFX Release 11.– 2006.
5. Гупта, А. К. Закрученные потоки [Текст] / А. К. Гупта, Д. Лилли, Н. Сайред; ред. С. Ю. Крашенинников. - М.: Мир, 1987. –588 с.
6. Wallin, S., Johansson, A. “Modelling streamline curvature effects in explicit algebraic Reynolds stress turbulence models”// Journal of Fluid Mechanics.– 2000.– 403.– pp. 89-132.
7. Hellsten, A. “New advanced turbulence model for high-lift aerodynamics” // AIAA Paper 2004-1120.– Reno, Nevada, 2004.
8. ANSYS CFX Solver Modeling Guide / ANSYS Inc.– ANSYS CFX Release 11.– 2006.
9. Numerical and experimental study of swirling flow in a model combustor / J.L. Xia, G. Yadigaroglu, Y.S. [it al] // Int. J. Heat Mass Transfer.– 1998.– Vol. 41, No. 11.– pp. 1485-1497.
10. Menter, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. // AIAA-Journal.–1994.– 32(8).–pp. 1598 – 1605.
11. Launder, B.E. Progress in the developments of a Reynolds-stress turbulence closure / B.E. Launder, G.J. Reece, W. Rodi // J. Fluid Mechanics.– 1975.– Vol. 68.– pp.537-566.
12. Вихревые горелочные устройства [Текст] / А.И. Гурьянов, О.В. Казанцева, М.В. Медведева [и др.] // Инженерный журнал. – 2005. – № 5. – прил. – С. 8 – 15.

NUMERICAL STUDY OF GASDYNAMIC CHARACTERISTICS COUNTERFLOW BURNER WITH USE OF ANISOTROPIC MODELS OF TURBULENCE

©2011 S. A. Piralishvily, A. I. Guryanov, A. V. Badernikov

Rybinsk State Academy of Aviation Technology named P.A. Solovjov

Results of numerical simulation of viscous compressible gas in counterflow burner unit, taking into account characteristic features of flow in bounded swirling flow diaphragm walls. The calculations are performed using models of turbulence: SST, ke, RNG ke, EARSM, RSM BSL. It is shown that in the case of the Reynolds stress transport model structure of the flow has the features do not appear when using the standard two-parameter models of turbulence, but observed during the experiments.

Swirling flows, vortex burner, anisotropic turbulence model.

Информация об авторах

Пиралишвили Шота Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой общей и технической физики Рыбинской государственной авиационной технологической академии имени П. А. Соловьева. Тел.: 8(4855) 21-90-64. Область научных интересов: теплообмен, процессы горения, вихревой эффект.

Гурьянов Александр Игоревич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры общей и технической физики Рыбинской государственной авиационной технологической академии имени П. А. Соловьева. Тел.: 8(4855) 21-90-64. Область научных интересов: теплообмен, процессы горения.

Бадерников Артём Витальевич, аспирант кафедры общей и технической физики Рыбинской государственной авиационной технологической академии имени П. А. Соловьева. Тел.: 8(4855) 21-90-64. Область научных интересов: теплообмен, процессы горения.

Piralishvily Shota Alexandrovich, Doctor of Engineering science, professor, the head of the department «General and Technical Physics» of the Rybinsk State Academy of Aviation Technology named P.A. Solovjov. Phone: 8(4855) 21-90-64. Area of research: heat transfer, vortex tubes, gas dynamics.

Guryanov Alexander Igorevich, Candidate of Engineering science, senior lecturer of the department «General and Technical Physics» of the Rybinsk State Academy of Aviation Technology. Phone: 8(4855) 21-90-64. Area of research: heat transfer, vortex tubes, gas dynamics.

Badernikov Artem Vitalyevich, the postgraduate of the department «General and Technical Physics» of the Rybinsk State Academy of Aviation Technology. Phone: 8(4855) 21-90-64. Area of research: heat transfer, vortex tubes, gas dynamics.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАБАРИТНЫХ ОГРАНИЧЕНИЙ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЕКТОРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

© 2011 Б. Б. Косенок

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

Приведено описание метода векторных модульных моделей, сделано обоснование необходимости моделирования габаритных ограничений, приведена векторная модель, описывающая данную задачу. Данное исследование обосновывает расширение использования метода векторных модульных моделей за рамки анализа и синтеза рычажных механизмов, и показывает преимущества подобного подхода.

Вектор, контур, модель, модули, габаритные ограничения, двигатель внутреннего сгорания.

Метод математического моделирования векторных замкнутых контуров достаточно успешно применяется для моделирования механизмов применительно к задачам анализа и синтеза, а в более широком смысле – и композиции механизмов (синтез структурной или кинематической схемы механизмов, обеспечивающих требуемую передаточную функцию).

Основу метода составляют векторные замкнутые контуры, состоящие из отдельных векторов. Подобные векторные замкнутые контуры можно привести к виду элементарных векторных замкнутых контуров – **модулей** с заранее известными и подробно описанными решениями, что позволяет строить систему векторных контуров достаточно простым методом подбора требуемых модулей, тем более что для плоских моделей таких модулей всего 4, а для пространственных 20 [1].

Построенная на основе модулей **основная векторная модель** позволяет получить решение определенных функций с известными для каждого момента времени аргументами модели и связями между отдельными векторами и контурами. В то же время инвариантность метода позволяет решать как задачи анализа и синтеза механизмов, так и различные сопутствующие задачи.

Для проведения расчетов эскизного проектирования основного механизма двигателя внутреннего сгорания (рис. 1,а) была создана векторная модель основного механизма, приведенная на рис. 1,б. Данная модель позволяет решать задачи кинематического анализа, например задачу нахождения хода поршня двигателя и его производных (рис. 1,в).

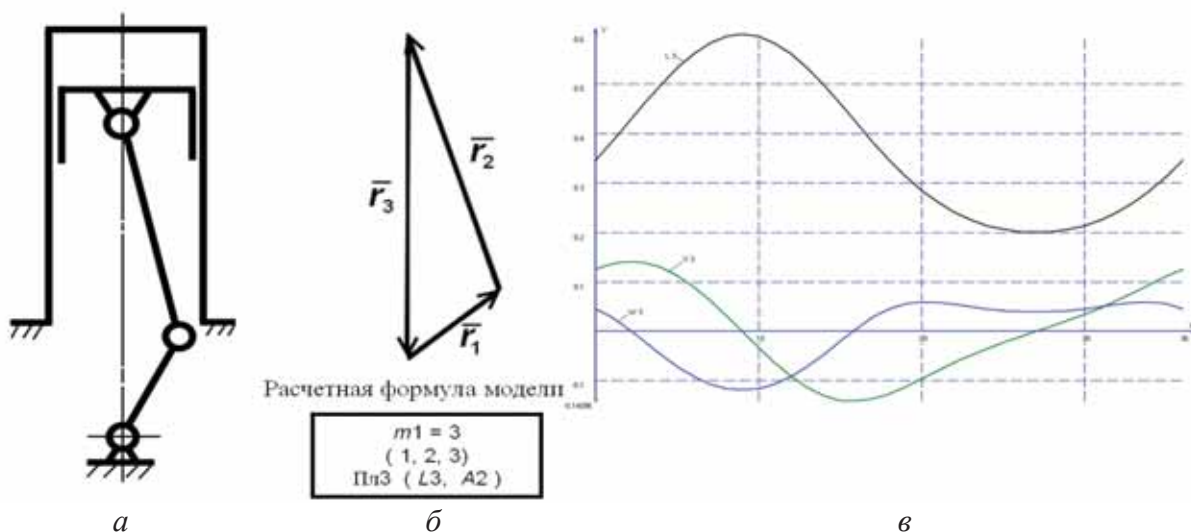


Рис.1. Структурная схема(а) и векторная модель(б) кривошипно-ползунного основного механизма ДВС и график кинематических параметров поршня(в)

В то же время данная модель не позволяет проанализировать габаритные ограничения двигателя и возникающие в ходе движения зазоры между различными частями. Рассмотрим несколько таких сопутствующих задач:

- построение векторного контура габаритной модели корпуса ДВС;
- нахождение траектории различных точек механизма (например, центров масс звеньев);
- проверка значения зазора между корпусом и шатуном

Для первой задачи достаточно создать векторную модель, векторы которой выстроены вдоль корпуса двигателя. Но только на первый взгляд она проста, так как для её построения нужно знать диаметр поршня, зазор между днищем головки цилиндра и поршнем и зазоры между шатуном, кривошипом (коленвалом) и корпусом. Будем считать, что нам известны диаметр поршня и величина необходимых зазоров, подобранных на основе динамического расчета параметров ДВС. Для данной задачи мы применим упрощенную векторную модель корпуса ДВС, достаточную для показа анализа характерных зазоров и взаимодействия различных частей двигателя, приведенную на рис. 2. Большинство характерных зазоров для подобной простой модели и механизма, и корпуса можно рассчитать геометрически. Их нахождение не представляет труда и данная векторная модель позволяет представить их в графическом виде. Но если движение какой – либо части механизма будет представлять более сложное движение, чем в классическом двигателе, то нахождение зазора потребует постройки множества планов положений механизма в графическом виде для получения с приемлемой точностью зазора, например между шатуном и корпусом. В то же время векторные модели позволяют с высокой точностью и быстро смоделировать зазор и вывести его на график для рассматриваемых положений механизма. На рис. 3,а приведен векторный контур, который добавлен в уже существующую модель, используя который с помощью программной среды «Кинематического и динамического моделирования» (КДАМ) можно определять зазор

между основным механизмом двигателя и его корпусом в любом положении.

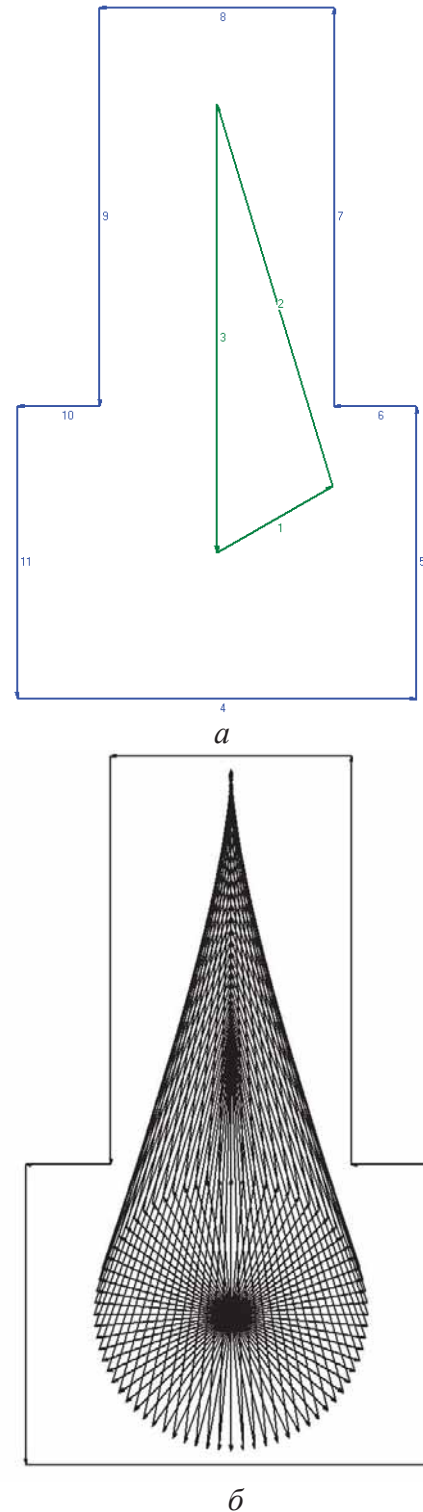
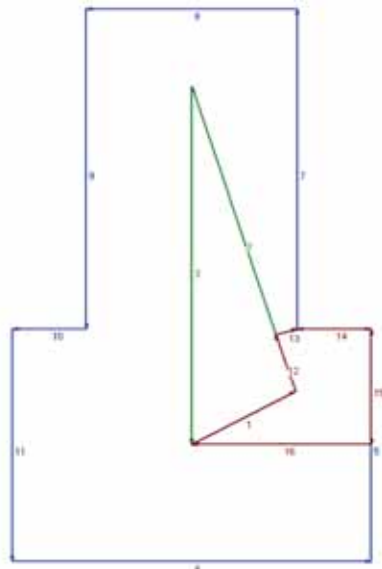


Рис. 2. Векторный контур основного механизма и векторный контур упрощенного корпуса двигателя: а – в промежуточном положении; б – совмещенные планы положений

На рис. 3,б приведен полученный график для рассматриваемых положений механизма.



Расчетная формула контура

$$m3 = 6$$

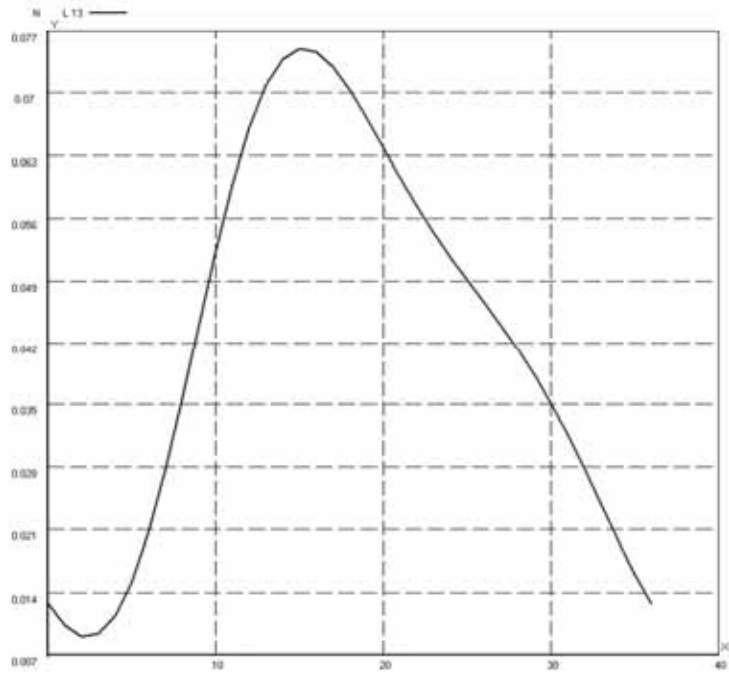
$$(1, 12, 13, 14, 15, 16)$$

$$\text{Пл}2 (L12, L13)$$

$$A12 = A2$$

$$A13 = A2 - 90^\circ$$

а

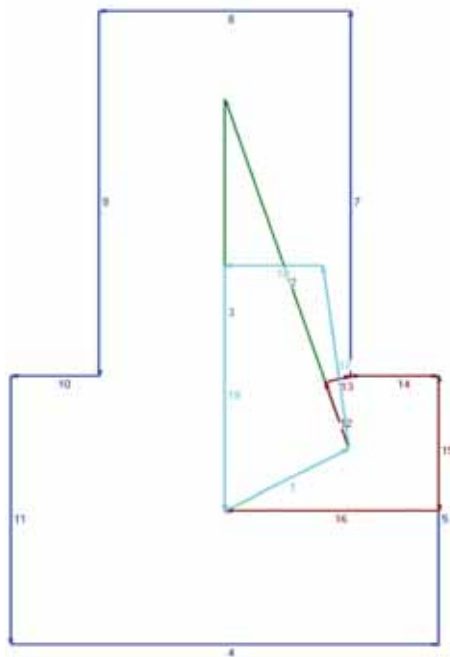


б

Рис. 3. 3-й векторный контур, описывающий зазор между шатуном и корпусом ДВС (а), и график изменения зазора между шатуном и корпусом (б) в зависимости от положения основного механизма

На рис. 4,а показан добавленный 4-й контур, позволяющий моделировать траектории характерных точек основного механизма, например центра масс второго звена (шатуна).

На рис. 4,б полученный график описывает траекторию движения центра масс шатуна.



Расчетная формула контура

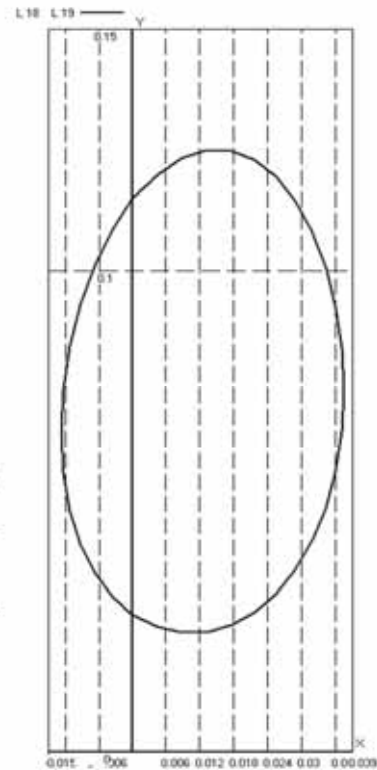
$$m4 = 4$$

$$(1, 17, 18, 19)$$

$$\text{Пл}2 (L18, L19)$$

$$A17 = A2 - 10^\circ$$

а



б

Рис. 4. 4-й векторный контур, моделирующий траекторию движения центра масс 2-го звена

Хотя рассматриваемые задачи решения габаритных ограничений, траекторий являются достаточно простыми геометрическими задачами, использование векторных моделей и их программного обеспечения в виде программы КДАМ ещё на этапе отработки кинематики и динамики двигателя позволяют оценивать полученные результаты и с точки зрения общей компоновки двигателя, лишь меняя параметры созданной векторной модели. Расширенное применение метода векторных моделей позволяет решать совершенно разнородные и изначально не всегда

заранее известные задачи, возникающие в процессе проектирования быстро и эффективно, а наглядность векторных моделей позволяет избежать ошибок в процессе математических вычислений.

Библиографический список

1. Семенов, Б.П. Методы и средства динамического синтеза механизмов авиационных энергоустановок / Б.П. Семенов, Б.Б. Косенок. - Самара: Самарский научный центр РАН, 2010. – 281 с.

DEFINITION OF OVERALL LIMITS INTERNAL-COMBUSTION ENGINE USING VECTOR MODELING

© 2011 В. В. Kosenok

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

The description of the method of vector modular models, made the rationale for modeling restricted dimensions given vector model, which describes the task. This study substantiates the increasing use of modular vector models beyond the analysis and synthesis of linkage and shows the advantages of this approach.

Vector, contour model, modules overall limits, the internal-combustion engine.

Информация об авторах

Косенок Борис Борисович - кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: borkos@yandex.ru. Область научных интересов: методы исследования и композиция механизмов.

Kosenok Boris Borisovich, Candidate of Technical Sciences, the senior lecturer of faculty of the Basis of machines designing, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: borkos@yandex.ru. Area of research: methods of research and composition of mechanisms.

УДК 621.438

ПЕРСПЕКТИВЫ ФОРСИРОВАНИЯ ПАРО- И ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

© 2011 А. А. Павлова

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева

В данной статье научно-технически обосновано применение теплоутилизационных технологий для повышения эффективности энергоустановок ТЭЦ и ГКС. Кроме того, прослежена технико-экономическая целесообразность применения предложенных методов на основе проведения термогазодинамических расчетов действующих ГТУ и ПГУ с учетом внедрения исследуемых методов повышения эффективности.

Эффективность энергоустановок, парогазовые установки, термогазодинамические расчеты действующих ГТУ.

Введение. Основным перспективным направлением ресурсосбережения является утилизация сбросных энергопотоков и в первую очередь тепла уходящих после ГТУ газов.

На современном этапе развития газо- и паротурбинных энергоустановок пристальное внимание уделяется внедрению энергосберегающих технологий, повышению эффективности преобразования химической энергии ископаемых энергетических ресурсов в электрическую энергию и теплоту. Для повышения эффективности парогазовой энергоустановки необходимо повышать КПД паровой и газовой части. В паротурбинных электростанциях с целью повышения экономичности увеличивают параметры пара до сверхкритических значений. Электрический КПД ПГУ при параметрах пара: давлении 37,5МПа, температуре 1200°C, регенеративном подогреве питательной воды и большом количестве промотборов, составляет 51%. [2] Таким образом, в настоящее время тепловая экономичность паротурбинных блоков приближается к своему пределу.

Основные достижения в повышении эффективности ГТУ связаны с неуклонным увеличением температуры газа перед турбиной, реализуемым за счет применения новых жаропрочных сплавов, совершенствования систем охлаждения турбин, а также с сопутствующим ему увеличением степени повышения давления в компрессоре. Однако даже самые современные из существующих и разрабатываемых ГТУ не могут конкурировать по эффективности с комбинированными ПГУ [3].

В настоящее время промышленный диалог развивается вокруг двух возможных

принципиально отличающихся схем тепло-энергетических установок. Это установки ПГУ бинарного цикла, у которых верхний цикл ГТУ с продуктами сгорания в качестве рабочего тела, а нижний – паровая турбина, пар для которой производится в парогенераторе за счет использования тепла уходящих газов из газотурбинной части установки. Естественно, что нижний цикл содержит всю необходимую атрибутику паросиловой установки – конденсатор, градирни или пруды - охладители, что в общем-то заметно повышает затраты на бинарную ГТУ.

Второй тип возможных установок с регенерацией тепла, покидающего ГТУ с выхлопными газами, это так называемый цикл со смешением или STIG (СТИГ) – Steam Injection Gas Turbine. Устанавливаемый на выходе из ГТУ парогенератор в виде котла-утилизатора генерирует пар низкого и высокого давления, подаваемый впоследствии на охлаждение турбины и на впрыск в камеру сгорания соответственно. При сохранении габаритов проточной части впрыск пара позволяет на 15-25% снизить расход сжатого воздуха на охлаждение, повысить расход рабочего тела и его энтальпию, что приводит к существенному – до 2 раз увеличению полезной работы [1].

Цель работы заключается в научно-техническом обосновании применения теплоутилизационных технологий для повышения эффективности энергоустановок ТЭЦ и газоперекачивающих компрессорных станций (ГКС). Анализ полученных расчетных и эксплуатационных данных позволит определить наиболее оптимальный и экономичный режим работы ПГУ. Термогазодинамические расчеты действующих ГТУ и ПГУ с учетом

внедрения исследуемых методов повышения эффективности позволят проследить технико-экономическую целесообразность применения предложенных методов.

1. Повышение эффективности энергетических газотурбинных установок

1.1. Современные паротурбинные энергоблоки

В то время как повышение давления в паротурбинных установках осуществляется без особых затруднений, повышение температуры на входе в паровую турбину при сохранении современного уровня развития конструкционных материалов, используемых в котельных агрегатах, проблематично. Тем не менее работы ведутся в обоих направлениях. Так, например, в Европейском Союзе находится в стадии конструкторской разработки проект ПГУ со сверхкритическим давлением, начальной температурой пара 700°C и двумя промперегревами до 720°C [2]. Все перспективные паротурбинные установки содержат большое число регенеративных отборов, а их количество и местоположение выбирается для каждой конкретной установки индивидуально.

Выполнен термодинамический анализ паровой турбины, работающей по простому циклу Ренкина с исходными данными: давление пара перед турбиной $p_0 = 10$ МПа, температура $T_0 = 873\text{K}$, давление в конденсаторе $p_k = 1,8$ кПа ($t_{\text{конд}} = 16^{\circ}\text{C}$), КПД турбины $\eta_{\text{пт}} = 0,88$. Геометрия рассчитываемой турбины соответствовала трехмодульной турбине мощностью 25МВт.

Результаты расчета показали, что при заданных параметрах величина электрического КПД установки достигает $\eta_{\text{эл}} = 39,1\%$. Увеличение начального давления до $p_0 = 30$ МПа при сохранении остальных параметров без изменения, приводит к возрастанию электрического КПД до 41,2%. Дальнейшее повышение КПД, как уже отмечалось, возможно за счет введения промперегрева и повышения КПД турбины до $\eta_{\text{пт}} = 0,9$ при переходе с активных лопаток на реактивные: при $p_0 = 10$ МПа - с 39,1% до 39,9%, а при давлении перед турбиной $p_0 = 30$ МПа - с 41,2% до 41,8%.

1.2. Термодинамический анализ цикла энергетической ГТУ с впрыском пара

Разрабатываемые и выпускаемые отечественными предприятиями ГТУ наземно-

го применения имеют довольно низкий КПД производства электроэнергии, не превышающий 40%, а в большинстве случаев он не дотягивает и до 37%. Высокая экономичность зарубежных энергоблоков (40-45%) обеспечивается за счет применения высокотехнологичных узлов и предельно высоких температур газа перед турбиной до 1500°C . Так, крупнейший производитель ГТУ General Electric ведет разработку установок, работающих по двум технологиям G и H. В первой используется традиционное воздушное охлаждение, а установки серии H выполнены с паровым охлаждением первых двух ступеней газовой турбины и используются в составе ПГУ, обеспечивая КПД выработки электроэнергии до 60% [5].

Большой интерес для энергетики малой и средней мощности, где целесообразность использования классических ПГУ не очевидна, представляет разновидность циклов ГТУ с впрыском пара или воды, нагретых теплом выходящих газов в котле-утилизаторе (КУ), в проточную часть турбины (ГТУ STIG). Их эффективность приближается к эффективности классических ПГУ, в то же время конструктивное исполнение почти такое же, как и у обычных ГТУ.

При анализе путей форсирования газотурбинного цикла расчеты выполнены на основе выбранной за базовую модель газотурбинной установки с исходной электрической мощностью 20 МВт конструкции КБ «А.М. Люлька – Сатурн», серийно выпускаемой в конвертируемом виде под маркой АЛ – 31 – СТЭ, являющейся одной из наиболее эффективных на отечественном рынке, сочетая в себе значительный ресурс и высокие параметры рабочего тела (температуру). Расход воздуха через установку $G_{\text{в}} = 60$ кг/с, КПД компрессора $\eta_{\text{к}}^* = 0,84$, степень повышения давления $\pi_{\text{к}}^* = 20$, $N = 20$ МВт; $\eta_{\text{эл}} = 0,36$, $T_{\text{г}}^* = 1525$ К.

Проанализированы две схемы газотурбинного цикла: простого, с форсированием параметров (увеличением степени сжатия в компрессоре и температуры газа перед турбиной), а также установки со смешением, работающей по так называемому циклу STIG. В соответствии с рекомендациями [1] некоторое количество пара, в 1,5 раза превышающее расход топлива, вводилось в камеру сгорания для подавления выбросов NO_x . Для получения водяного пара на выхо-

де из ГТУ устанавливается котел-утилизатор, а для регенерации пара, содержащегося в продуктах сгорания, используется разработанная в НПО «Машпроект» (Украина) приставка «Водолей» (рис. 1).

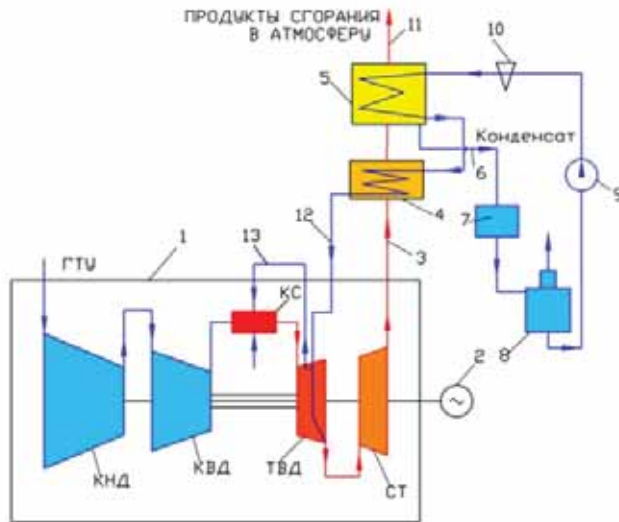


Рис. 1. Принципиальная схема газотурбинной установки с паровым охлаждением турбины и впрыском пара в камеру сгорания (STIG):

1 – газотурбинная установка; 2 – электрогенератор; 3 – выхлопные газы; 4 – испаритель и пароперегреватель низкого давления; 5 – экономайзер-конденсатор низкого давления; 6 – отвод сконденсировавшегося из продуктов сгорания ГТУ пара; 7 – конденсатоочистка; 8 – деаэратор; 9 – питательный насос низкого давления; 10 – фильтр; 11 – выход продуктов сгорания в атмосферу; 12 – подача пара на охлаждение газовой турбины; 13 – подача пара для уменьшения выбросов NO_x.

Электрический КПД рассматриваемой ГТУ возрастает при увеличении степени повышения давления до $\pi_k^* = 40$ и $T_r^* = 1773 - 1973\text{K}$, но его величина практически не превышает 45%. В результате термодинамического расчета выяснилось, что увеличение температуры газа до $T_r^* = 1773\text{K}$, с подачей пара в КС и турбину, приводит к возрастанию мощности ГТУ примерно в 2 раза, а увеличение T_r^* до значения 1973K - до 2,5 раз. Однако при этом величина электрического КПД ГТУ, работающей по отмеченной схеме, практически остается без изменения.

1.3. Анализ комбинированных энергоустановок

Объединение высокотемпературного газотурбинного цикла с низкотемпературным паротурбинным в единой парогазовой установке (ПГУ) позволяет выйти на новый, более высокий уровень эффективности. В этом случае теплота уходящих из турбины

ГТУ газов, температура которых достигает $500...700^\circ\text{C}$, служит источником тепла для нагрева питательной воды, её испарения и перегрева образовавшегося пара, что в конечном счете приводит к получению дополнительной мощности в паротурбинной установке. КПД ПГУ, работающих по чисто бинарному циклу, достигает сегодня 57...58.5%. Строятся электростанции с ПГУ, имеющими КПД 60%. Как правило, это крупные ПГУ с высокотемпературными и высокоэффективными ГТУ (39...45%) и ПТУ, выполненными по схеме двух или трех давлений. КПД первых введенных в эксплуатацию отечественных установок бинарного цикла ПГУ-39 мощностью 40 МВт и ПГУ-450 мощностью 450 МВт, выполненных по схеме двух давлений, равен 49.5...50%. В проекте ПГУ мощностью 285 МВт, выполненном в Ивановском ГЭУ на базе зарубежной ГТУ V94.2A с КПД 35,4% по схеме трех давлений, предполагается получить КПД (нетто) 53,4%.

В рассматриваемом сопоставительном расчете схем в качестве верхней надстройки комбинированной ПГУ выбрана ГТУ АЛ31 – СТЭ с расходом воздуха $60,6\text{ кг/с}$ и $\pi_k^* = 20$. При этом предполагалось, что газотурбинная установка работает по циклу STIG с подачей пара в камеру сгорания и на охлаждение газовой турбины, а избыточный тепловой ресурс продуктов сгорания на выходе расходуются на генерацию пара, используемого в дальнейшем для организации рабочего процесса нижней надстройки – паровой турбины, без котлоагрегата.

Принципиальная схема такой установки представлена на рис. 2. Высокая температура газа перед турбиной определяет и ее достаточно высокое значение на выходе, что позволяет в испарителе – пароперегревателе 4 получить пар с температурой до 1100K .

Результаты термодинамического анализа представлены на рис. 3. Можно отметить, что предложенные схемы в целом имеют достаточно весомое превосходство по КПД над ранее рассмотренными типами энергетических установок, в том числе и над паротурбинными установками сверхкритических параметров. Преимущество достигнуто за счет экономии энергии расходуемой в котлоагрегате обычной ПТУ.

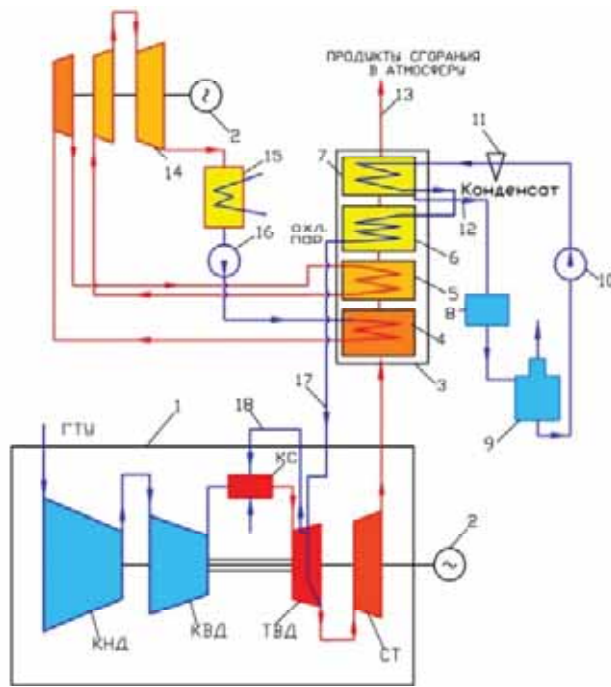


Рис. 2. Принципиальная схема комбинированной установки:

1 – ГТУ; 2 – электрогенератор; 3 – котел-утилизатор; 4 – испаритель и пароперегреватель высокого давления; 5 – промежуточный пароперегреватель; 6 – испаритель и пароперегреватель низкого давления; 7 – экономайзер-конденсатор низкого давления; 8 – конденсатоочистка; 9 – деаэратор; 10 – питательный насос низкого давления; 11 – фильтр; 12 – отвод сконденсировавшегося из продуктов сгорания ГТУ пара; 13 – выход продуктов сгорания в атмосферу; 14 – паровая турбина; 15 – конденсатор; 16 – конденсационный насос; 17 – подача пара на охлаждение; 18 – подача пара в КС

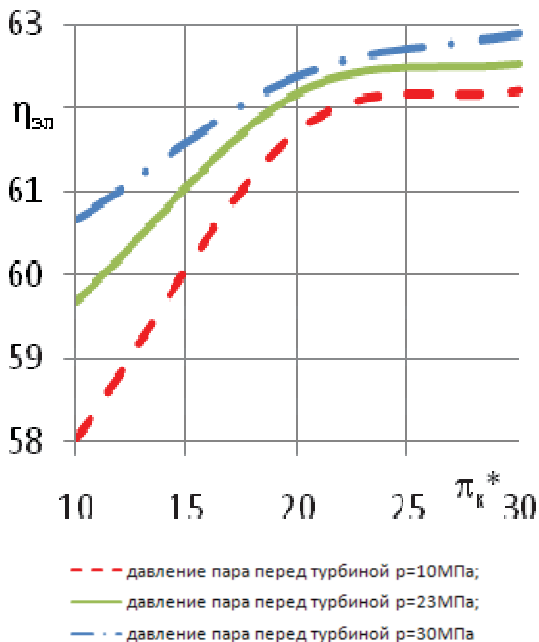


Рис. 3. Зависимость электрического КПД и мощности ПГУ от степени повышения давления в ГТУ π_k^* при $T_0^*=1773K$

Наиболее выгодным по КПД являются сравнительно низкотемпературные режимы паротурбинных надстроек с температурой пара от $850 \leq T_p^* \leq 950 K$ и степенью повышения давления в ГТУ $\pi_k^* = 20 - 30$. Этот факт является достаточно интересным, ибо позволяет использовать неохлаждаемые паровые турбины.

2. Энергоэффективность приводных энергоустановок в системе транспорта газа

2.1. Термодинамический анализ «просто» цикла приводной ГТУ с паровой турбиной

Принципиальная расчетная схема комбинированной установки, состоящей из ГТУ, работающей по простому циклу Брайтона, и ПТУ, работающей по циклу, приближенному к идеальному циклу Ренкина, приведена на рис. 4.

Давление, генерируемого в котле-утилизаторе пара, при оценочных расчетах изменялось от 0,5 до 10 МПа. Температура перегрева газа принималась на 30° меньше температуры уходящих газов. Давление в конденсаторе принималось по его среднему значению для известных работающих паровых турбин малой мощности ~ 10 кПа. Для упрощения оценки и сравнительного анализа выбран простой цикл без промперегревов и регенерации.

Расчеты показывают, что с изменением мощности газотурбинного агрегата возрастает величина утилизационного теплового потока и, как следствие, растет мощность паровой турбины (рис. 5).

Увеличение мощности газотурбинного привода ГПА с 6 до 25 МВт позволяет без дополнительных затрат топлива генерировать от 2 до 7 МВт электрической мощности. Рост давления пара от 0,5 до 2 МПа повышает экономичность паровой части теплоутилизационной надстройки. Дальнейшее повышение давления до 10 МПа приводит к снижению мощности паровой надстройки. В среднем увеличение давления от 0,5 МПа до 2 МПа приводит к возрастанию генерируемой электрической мощности на 11-12 %, причем чем больше температура уходящих газов ГТУ, тем в большей степени проявляется эффект возрастания.

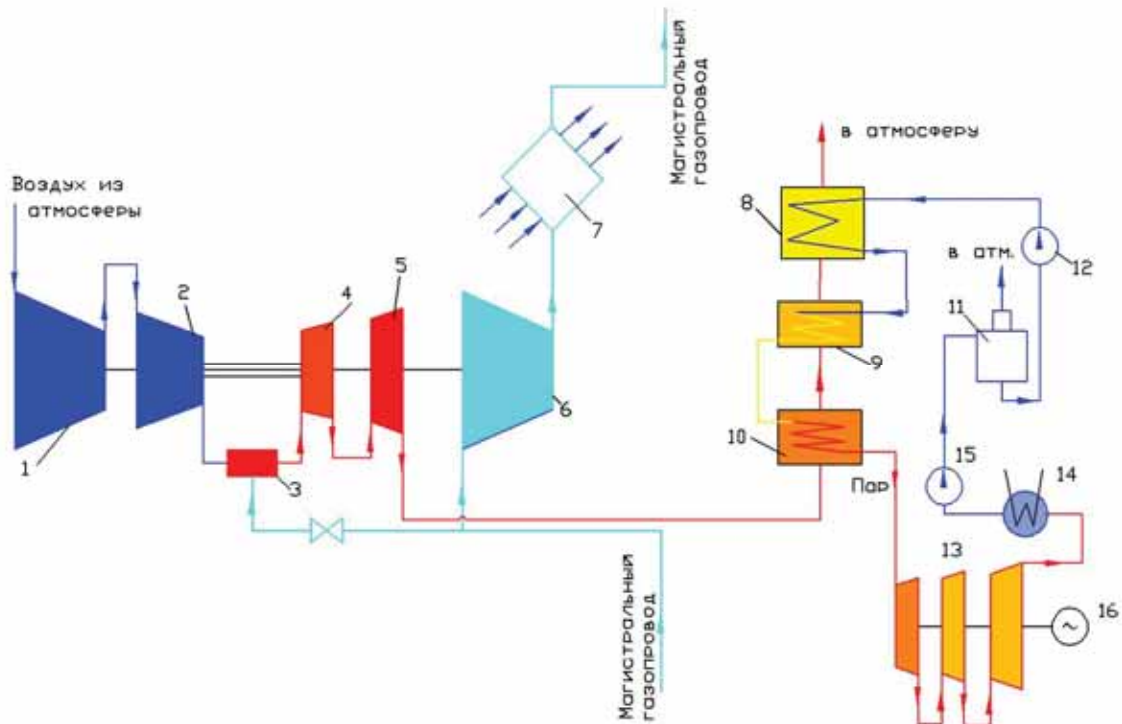


Рис. 4. Схема ГПА с котлом-утилизатором и паровой турбиной, работающей по простому циклу: 1 – компрессор низкого давления, 2 – компрессор высокого давления, 3 – камера сгорания, 4 – турбина высокого давления, 5 – силовая турбина, 6 – нагнетатель, 7 – теплообменный аппарат, 8 – экономайзер, 9 – испаритель, 10 – пароперегреватель, 11 – деаэрактор, 12 – питательный насос, 13 – паровая турбина, 14 – конденсатор, 15 – конденсатный насос, 16 – электрогенератор

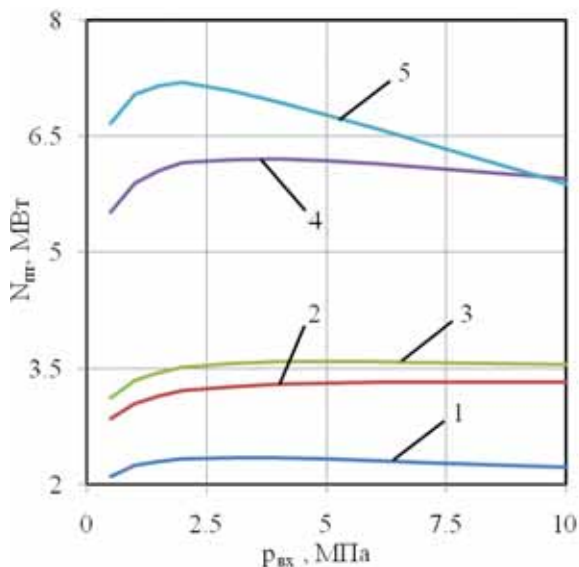


Рис. 5. Зависимость мощности паровой турбины от давления пара на входе для различных ГПА: 1 – ГПА6.3; 2 – ГПА6.3(8); 3 – ГПА10; 4 – ГПА16; 5 – ГПА25

Анализ возможности применения выпускаемых промышленностью паровых турбин для надстройки ГПА производства ОАО «Сатурн – Газовые турбины» мощного ряда 6,3; 8; 10; 16; 25 МВт на основе термодинамических расчетов при номинальных значениях давления и температуры на входе и выходе из паровой части, принимаемых по данным заводов-изготовителей, сведен в табл. 1. Подбор паровых турбин производился с учетом равенства расхода пара, генерируемого в котле-утилизаторе газотурбинной установки или его максимального соответствия номинальному расходу на паровой турбине. По результатам расчетов подобраны конденсационные паровые турбины отечественного и зарубежного производства.

Таблица 1. Сводная таблица соответствия изготавливаемых паровых турбин ГПА производства ОАО «Сатурн – Газовые турбины»

Название ГПА	Тип паровой турбины	Давление пара перед турбиной $p_{п.вх}$, МПа	Температура пара перед турбиной $T_{п.вх}$, °С	Давление в конденсаторе $p_{к}$, кПа	Расход пара генерируемого в КУ ГТУ $G_{п}$, кг/с	Номинальный расход рабочего тела паровой турбины $G_{п.ном}$, кг/с	Мощность паровой турбины при работе от КУ ГТУ $N_{пт}$, МВт
ГПА-6,3PM	К-2,5-2,4	2,4	350	10	3,56	4,2	2,88
	К-2,5-3,4	3,4	430	10	3,37	3,61	3,11
ГПА-6,3(8 МВт)-04	К-2,5-2,4	2,4	350	10	4,52	4,2	3,66
ГПА-10PM	К-2,5-2,4	2,4	350	10	5,06	4,2	4,1
ГПА-16 "Арлан"	К-6-3.4Т	3,4	435	9,8	8,71	7,1	8,1
	К-7.5-6.4Т	6,29	480	10,6	8,55	8,6	8,78
	К-6-1,6У	1,57	320	9,8	9,38	9,17	6,95
ГПА-25	К-12-4,2Т	4,2	435	9,8	11,41	14,8	10,8
	SST-100	6,5	480	100	12,0	10,4	9,26

2.2. Термодинамический анализ ГПА с надстройкой двухконтурным котлом-утилизатором и паровой турбиной. Переход в ПГУ к более сложной тепловой схеме паровой части комбинированной установки позволяет в некоторых случаях повысить ее термодинамическое совершенство. Для этого увеличивают число контуров генерации пара в КУ до двух-трех, вводят промежуточный перегрев пара и др. Такие технические решения выполняют параллельно с повышением начальных параметров ГТУ и ее мощности, что отражается на повышении расхода рабочего тела (газов) и их температуры на выходе газовой турбины. На рис. 6 приведена схема ПГУ с двухконтурным КУ.

Для теоретической оценки термодинамического совершенства и оценки качества комбинированных установок при надстройке ГТУ котлом-утилизатором и паровой турбиной двух давлений выбраны авиапроизводные газотурбинные установки простого цикла производства ОАО «Сатурн – Газовые турбины» мощностного ряда: 6,3; 8,0; 10,0; 16,0 и 25,0 МВт.

Использование двухконтурного КУ

обеспечивает более глубокое охлаждение выходных газов ГТУ по сравнению с их охлаждением в ПГУ с одноконтурным КУ, что улучшает основные показатели установки. В ПГУ этого типа целесообразно совершенствовать отдельные элементы тепловой схемы и оптимизировать значения температурных напоров на горячем конце пароперегревателя.

Повышение начального давления пара с 10 до 30 МПа приводит к возрастанию электрического КПД на 1,5% (рис. 7). При этом основной рост КПД происходит при переходе на сверхкритические параметры пара ($p_0 = 23$ МПа). Как показывают расчеты, форсирование параметров парового цикла позволяет получить более высокий общий КПД, чем форсирование газотурбинного цикла.

Заключение. С целью определения эффективности различных схем комбинированных энергоустановок и газоперекачивающих агрегатов выполнен термодинамический анализ нескольких вариантов установок, включая ПГУ с одноконтурным и двухконтурным КУ, ГТД, работающей по циклу STIG.

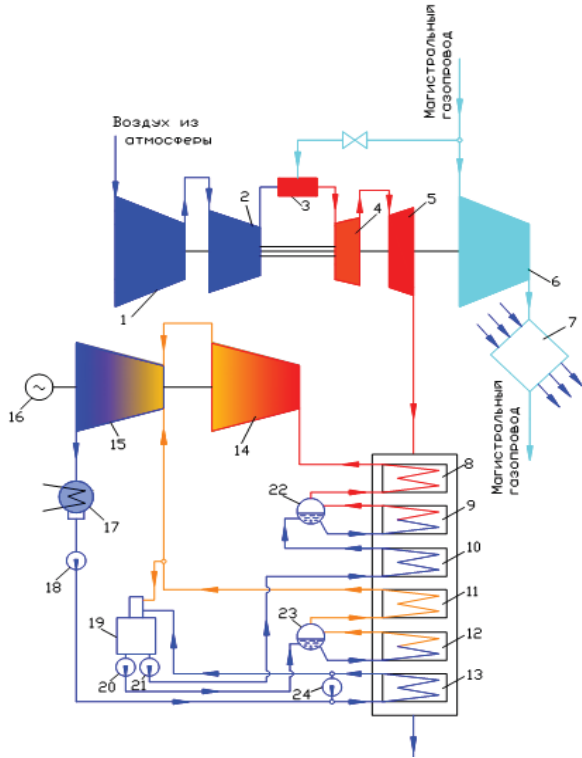


Рис. 6. Схема ГПА с двухконтурным котлом-утилизатором и паровой турбиной: 1 - компрессор низкого давления, 2 - компрессор высокого давления, 3 - камера сгорания, 4 - турбина высокого давления, 5 - силовая турбина, 6 - нагнетатель, 7 - теплообменный аппарат, 8 - пароперегреватель высокого давления, 9 - испаритель высокого давления, 10 - экономайзер высокого давления, 11 - пароперегреватель низкого давления, 12 - испаритель низкого давления, 13 - газовый подогреватель конденсата, 14 - паровая турбина высокого давления, 15 - паровая турбина низкого давления, 16 - электрогенератор, 17 - конденсатор, 18 - конденсатный насос, 19 - деаэрактор, 20 - питательный насос низкого давления, 21 - питательный насос высокого давления, 22 - барабан высокого давления, 23 - барабан низкого давления, 24 - циркуляционный насос

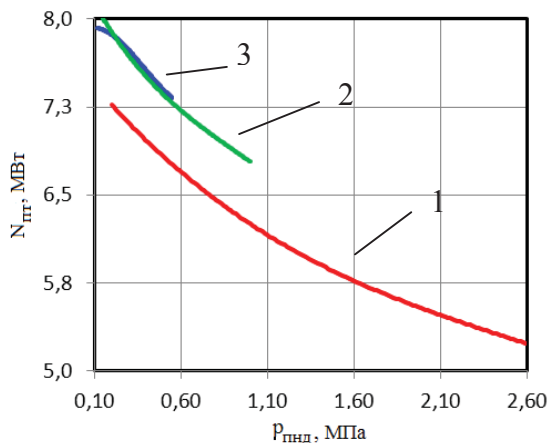


Рис. 7. Зависимость мощности паровой турбины ГПА-25 от давления пара в контуре низкого давления: 1 - $p_{вод}=10$ МПа; 2 - $p_{вод}=3$ МПа; 3 - $p_{вод}=1,5$ МПа

В газотурбинном цикле впрыск пара в КС и открытое паровое охлаждение турбины позволяют увеличить мощность установки в 2,5 раза и довести электрический КПД до 45% в случае генерации пара в КУ, установленного за турбиной. Комбинированное использование газового и парового цикла повышает КПД процесса генерации электроэнергии до 60%.

Анализ надстройки ГПА котлом-утилизатором с паровой турбиной показал, что 60 % (7,5 МВт) бросовой энергии уходящих газов можно преобразовать в полезную работу, сократив при этом суммарные выбросы энергии в форме тепла на треть (14,5 МВт против 22 МВт).

Работа выполнена под руководством д-ра техн. наук, проф. Ш.А. Пиралишвили и канд. техн. наук С.В. Веретенникова в рамках ГК №02.740.11.0414.

Библиографический список

1. Полежаев, Ю.В. Парогазотурбинные энергоустановки [Текст] / Ю. В. Полежаев // Препринт №2 - 434. М.: ОИВТ РАН, 1999. - С. 57.
2. Свен, Къяер. Опыт проектирования и эксплуатации энергоблоков на сверхкритические параметры в Дании [Текст] / Свен Къяер // Перспективы энергетики. - 2002. -Т. 6. - С.241-251.
3. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. [Текст] / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремизов // М.: Изд-во МЭИ, 2002.
4. Анализ параметров и тепловых схем энергоблоков на давление 40 МПа. [Текст] / А.В. Мошкарин, Д.В. Алексеев, А.В. Полежаев [и др.] // Теплоэнергетика - 2005. - №10.
5. Matta, R.K. Power systems for the 21st century - "H" gas turbine combined - cycles. [Text] / R.K. Matta, G.D. Mercer, R.S. Tuthill // GE Power systems GER-3935B. - Schenectady, NY. - 22 P.

PROSPECTS FOR THE FORCING OF GAS TURBINE AND STEAM POWER PLANTS

©2011 A. A. Pavlova

Rybinsk state academy of aviation technology named after P.A. Solovyov

In this article, using of heat recovery technology for improving the efficiency of power plants and compressor station is scientific and technically justified. In addition, the technical and economical feasibility of the proposed methods based on the thermodynamic and gas-dynamic calculations of existing gas turbines and combined-cycle plant is traced, considering the introduction of the investigated methods of improving efficiency.

The efficiency of power plants, combined-cycle plant, thermo-gas-dynamic calculations of existing gas turbines.

Информация об авторах

Павлова Аида Александровна, аспирант Рыбинской государственной авиационной технологической академии, инженер ОАО «Сатурн-Газовые турбины». E-mail: aida_22@mail.ru. Область научных интересов: газотурбинные двигатели.

Pavlova Aida Aleksandrovna, postgraduate of Rybinsk state academy of aviation technology named after P.A. Solovyov. "Saturn-Gas Turbines." E-mail: aida_22@mail.ru. Area of research: gas turbine engines.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОТОПЛИВНОГО ГОРЕЛОЧНОГО МОДУЛЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТУ

© 2011 М. В. Малыгина

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьёва

Представлены результаты исследований рабочего процесса многотопливного горелочного модуля, формирующего первичную зону горения камеры сгорания ГТУ. Найдены соотношения расходов воздуха через контуры закручивающих устройств, обеспечивающие требуемое распределение коэффициента избытка воздуха по объему зон предварительного смешения. Определен угол закрутки потока воздуха, обеспечивающий компромисс противоречивых факторов, таких как величина гидравлических потерь и объем приосевой зоны обратных токов, определяющий условия стабилизации пламени при горении бедных смесей ($\alpha > 1,5$).

Камера сгорания, горелочный модуль, исследование, расчет, моделирование.

Введение

Развитие авиационных и наземных двигателей направлено на повышение их термического КПД за счет форсирования параметров газа по давлению и температуре на выходе из камеры сгорания. В настоящее время для двигателей наземного применения освоена температура на входе в турбину 1600-1700К. Развиваются проекты высокотемпературных камер сгорания для гражданских авиационных двигателей и стационарных энергокомплексов с температурой на входе в турбину до 2150К. Тенденции развития энергетики приводят к разработке малотоксичных камер сгорания, которые наряду с высокими экономическими и эксплуатационными показателями должны соответствовать жестким требованиям по выбросам загрязняющих атмосферу веществ (оксидов азота, продуктов неполного сгорания, монооксида углерода, дыма) в широком диапазоне изменения режимных параметров. Ведущие компании, такие как GE, Siemens, Alstom, предлагают газотурбинные установки, обеспечивающие уровень выбросов NO_x и CO меньше 25 ppm [4].

Анализ развития мировой энергетики показывает, что наиболее конкурентоспособными являются ГТУ, работающие на нескольких видах жидкого и газообразного топлива, позволяющие осуществлять переход с основного вида топлива на резервное без останова и снижения мощности, в том числе при возникновении аварийных ситуаций. Это становится возможным за счет примене-

ния многотопливных конструкций горелочных устройств, формирующих зону горения. Создание высокоэффективных горелочных модулей требует подробного изучения фундаментальных составляющих горения в закрученном течении.

В работе предложена противоточная схема течения рабочего тела в объеме горелочного модуля. Преимущества рабочего процесса таких устройств, а также характерные особенности конструкции исследованы и приведены в работах [1-3].

Известные и вновь полученные результаты показывают, что организация аэродинамического противотока при движении диафрагмированного закрученного течения в ограниченных каналах позволяет организовать естественное конвективное охлаждение теплонагруженных элементов горелочного модуля, повысить качество смешения за счет увеличения времени пребывания элементарных объемов топливоздушнoй смеси в зоне смешения. Это обусловлено тем, что подаваемый расход газа дважды перемещается в осевом направлении горелочного модуля вначале в составе свободного вихря, а затем в приосевом вынужденном. Кроме того, он участвует во вращательном движении потока в целом и в процессах крупномасштабного массопереноса через границу раздела вихрей, обусловленного наличием вторичных вихревых структур и процессии ядра потока.

Особенности противоточных закрученных течений вызывают интерес к исследованию процессов горения в них. Это является

одним из основных направлений повышения эффективности рабочего процесса энергетических машин и в первую очередь теплонапряженности в зоне горения, определяемой количеством энергии, выделяющейся в форме тепла.

1. Численное моделирование термогазодинамики и горения в противоточном горелочном модуле

1.1. Постановка задач и метод численного исследования

Конструктивная схема многотопливного горелочного модуля представлена на рис. 1. Она включает противоточную смесительную камеру, двухконтурное закручивающее устройство, системы подачи жидкого (керосин, дизельное топливо) и газообразного (природный газ, синтез-газ) топлив. Горелочный модуль рассчитан на сжигание основного топлива природного газа и резервного дизельного и синтез-газа.

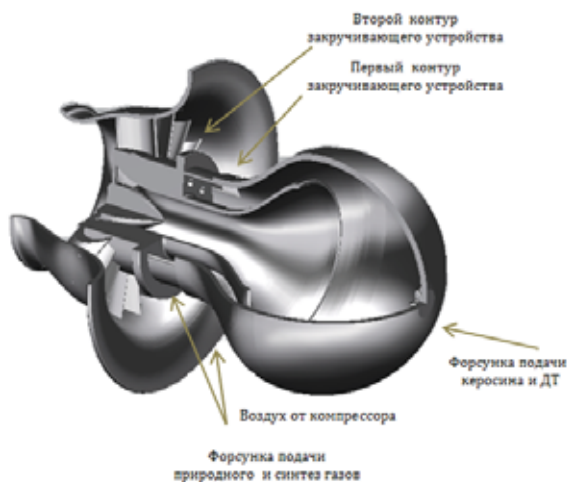


Рис.1. Конструктивная схема многотопливного противоточного горелочного модуля

Одной из основных задач, решаемой конструктором в процессе проектирования горелочного модуля камеры сгорания, является организация условий эффективной гомогенизации топливовоздушной смеси с учетом требований по минимизации потерь полного давления. Для повышения качества смесеобразования требуется увеличение пространственных размеров зоны смешения, турбулизация и закрутка течения, организация противотока, при этом возрастают потери полного давления. Аналитические методы расчета параметров рабочего процесса горелочного модуля не позволяют построить ме-

тодику нахождения разумного компромисса между отмеченными факторами. Поэтому на стадии предварительных оценочных расчетов была решена задача отработки геометрии проточной части в двухмерной постановке, позволившая найти соотношения расходов воздуха через 1 и 2 контуры закручивающих устройств и визуализировать структуру течения.

2D геометрическая модель и расчетная сетка показаны на рис.2. Полученная сеточная модель имеет блочную структуру со сгущением в областях впрыска топливных струй.

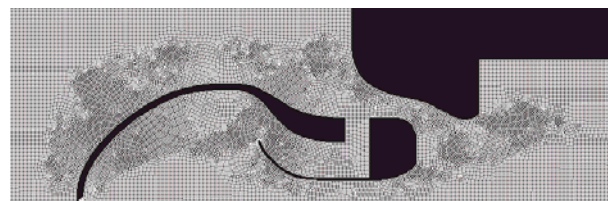


Рис. 2. Расчетная сетка в проточной части противоточного горелочного модуля

Численное моделирование термогазодинамики вязкого газа выполнено с использованием системы уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу в стационарной постановке. Моделирование турбулентного переноса осуществлялось с помощью стандартной $k-\epsilon$ модели турбулентности.

В качестве граничных условий задавались адиабатность стенок расчетной области, условия симметрии относительно оси камеры сгорания, условия Стокса. В качестве начальных условий считались известными полное давление и температура на входе в противоточный горелочный модуль, а также массовые расходы компонентов топливовоздушной смеси, определяющие требуемые значения коэффициента избытка воздуха в зоне горения, полученные из предварительного аналитического расчета и известных рекомендаций. Схема расчетной области с обозначением характерных параметров приведена на рис. 3.

В результате исследований получена зависимость относительного расхода воздуха в характерных зонах смешения G_{e1}/G_{e2} и G_{e2}/G_{e2} от относительного перепада давления на горелочном модуле σ , определен уро-

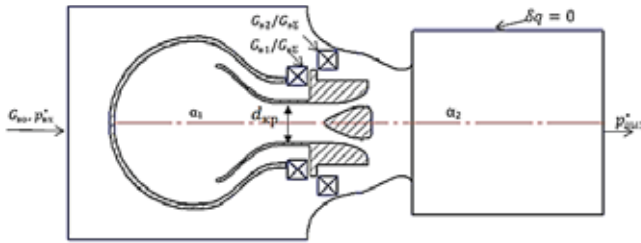


Рис. 3. Схема расчетной области противоточного горелочного модуля

вень гидравлических потерь, для оценки которой в литературе принято выражение [5]

$$\sigma = \frac{P_{2k} - P_{1k}}{P_{2k}} \cdot 100\%$$

Критерием оценки качества смешения в противоточном горелочном модуле выбрано изменение среднеквадратичного отклонения ε его массовой концентрации от среднерасходного значения в каждом сечении:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{\int_F (g_T - \bar{g}_T)^2 \rho w dF}{\int_F \rho w dF}}$$

где $\rho w dF$ – массовый расход топлива через элементарную площадку dF , \bar{g}_T – среднерасходное значение массовой концентрации керосина в данном сечении.

Постановка задачи для изучения смешения учитывает направления скоростей потоков воздуха при их прохождении через тангенциальное и радиальное закручивающие устройства. Рассмотрены случаи с сонаправленной и противоположно направленной закруткой потоков. Угол закрутки в тангенциальном закручивающем устройстве составляет $\alpha = 15^\circ$. Для аксиального закручивающего устройства было выбрано 8 значений угла входа потока: $\beta = \pm 15^\circ, \pm 30^\circ, \pm 45^\circ$ и $\pm 60^\circ$ (где «+» - обозначены углы, формирующие вращение по часовой стрелке, а «-» - против часовой).

Изобразим направления векторов скорости потока w_1 и w_2 при прохождении через тангенциальное и аксиальное закручивающие устройства соответственно (рис. 4).

Результаты исследований. Расчет термогазодинамики течения и горения в ка-

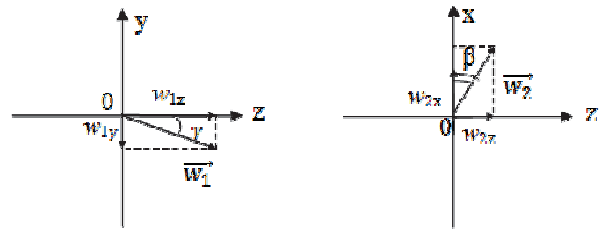


Рис. 4. Ориентация векторов скорости потока w_1 и w_2 на входе в тангенциальное и аксиальное закручивающие устройства:

$$\gamma = 15^\circ: w_{1y} = 68 \text{ м/с}; w_{1z} = 0; w_{2y} = -17,6 \text{ м/с}; w_{2z} = 65,7 \text{ м/с}$$

$$\beta = 15^\circ: w_{2x} = 90 \text{ м/с}; w_{2z} = 86,9 \text{ м/с}; w_{1x} = 23,3 \text{ м/с}; w_{1z} = 0;$$

$$\beta = 30^\circ: w_{2x} = 90 \text{ м/с}; w_{2z} = 77,9 \text{ м/с}; w_{1x} = 45 \text{ м/с}; w_{1z} = 0;$$

$$\beta = 45^\circ: w_{2x} = 90 \text{ м/с}; w_{2z} = 68,7 \text{ м/с}; w_{1x} = 68,7 \text{ м/с}; w_{1z} = 0;$$

$$\beta = 60^\circ: w_{2x} = 90 \text{ м/с}; w_{2z} = 45 \text{ м/с}; w_{1x} = 77,9 \text{ м/с}; w_{1z} = 0.$$

мере сгорания противоточного горелочного устройства позволил оценить качество смешения и воспламенения компонентов топливовоздушной смеси, подобрать оптимальное соотношение расходов воздуха через контуры закручивающих устройств, обеспечивающих требуемое распределение коэффициента избытка воздуха по объемам зон предварительного смешения.

Приведен график зависимости относительных расходов воздуха G_{e1}/G_{e2} и G_{e2}/G_{e2} от относительного перепада давления (рис. 5). С ростом σ наблюдается снижение доли расхода, поступающего через первый контур закручивающего устройства G_{e1}/G_{e2} . Это связано с тем, что в каждой из зон значение путевых гидравлических потерь пропорционально пути движения, проходимому потоком: $\Delta p \sim l \frac{w^2}{2}$. В первой зоне, где организовано противоточное течение, при увеличении перепада давления величина гидравлических потерь при прочих равных условиях возрастает быстрее по сравнению со второй зоной. Это приводит к росту доли расхода воздуха через второй контур закручивающего устройства во вторичную зону смешения.

Анализ позволяет сделать вывод о том, что изменение гидравлики горелочного модуля оказывает слабое влияние на распределение расхода воздуха по зонам. При изменении σ в диапазоне $3\% < \sigma < 6\%$ G_{e1}/G_{e2} изменяется на 0,4% , а G_{e2}/G_{e2} на 0,2%, поэтому их влиянием на неравномерность концентрационного поля можно пренебречь.

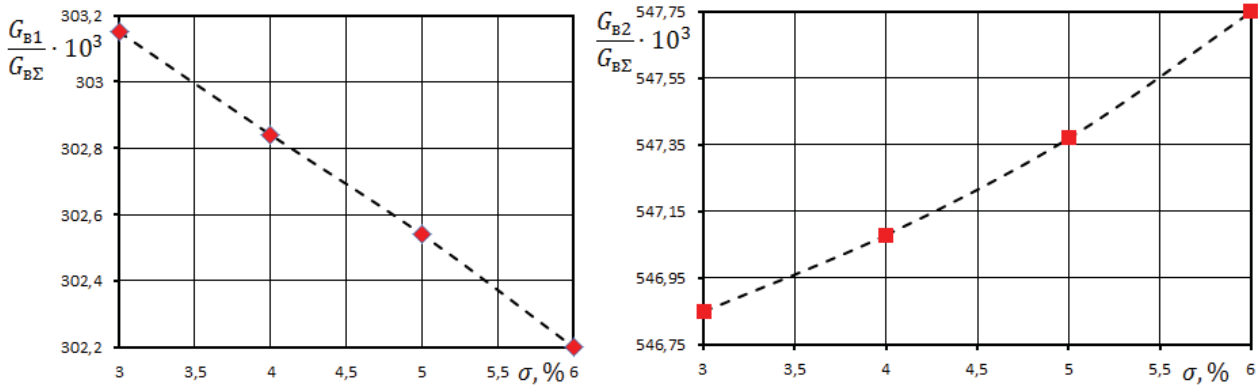


Рис. 5. Зависимость относительного расхода воздуха от относительного перепада давления через два контура закручивающих устройств

Для выбора оптимальной конфигурации аксиального закручивающего устройства построен график (рис. 6), показывающий изменение относительного объема приосевой зоны обратных токов \bar{V} в зависимости от угла β установки лопаток, определяющего направление входа потока воздуха в зону смещения, а также среднеквадратичного отклонения массовой концентрации топлива ϵ при различных β на расстоянии 3, 5 и 7 калибров

от среза выходного сопла противоточного горелочного модуля.

Оценка относительного объема зоны обратных токов выполнена с использованием выражения

$$\bar{V}_{30T} = \frac{V_{30T}}{V},$$

где V – объем проточной части противоточного горелочного модуля, V_{30T} – объем приосевой зоны обратных токов в области стабилизации пламени.

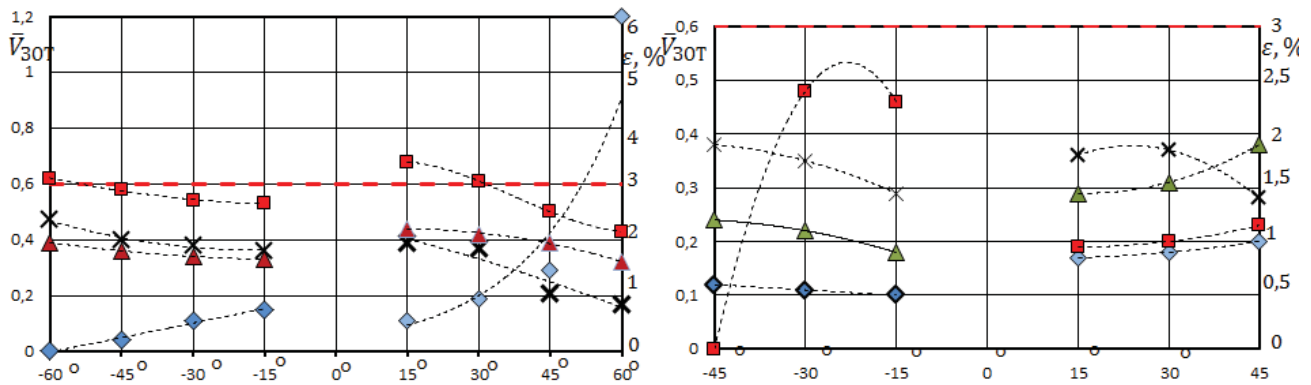


Рис. 6. Зависимость относительного объема приосевой ЗОТ \bar{V} и среднеквадратичного отклонения массовой концентрации топлива в топливоздушной смеси ϵ от угла закрутки β в аксиальном закручивающем устройстве: а - жидкое топливо; б - газообразное топливо;

◆ - график зависимости $\bar{V}(\beta)$; ■ - график зависимости $\epsilon(\beta)$ на расстоянии 3 калибров от среза выходного сопла ВФГМ; ▲ - $\epsilon(\beta)$ на расстоянии 5 калибров; ✕ - $\epsilon(\beta)$ на расстоянии 7 калибров

В зависимости от взаимного направления закрутки потоков (сонаправленно или в противоположном направлении) положение и размер приосевой зоны обратных токов изменяется. При сонаправленной закрутке с увеличением угла происходит возрастание тангенциальной составляющей скорости потока, в результате повышается радиальный градиент скорости и давления, что приводит

к увеличению размеров зоны обратных токов. При угле закрутки 60° граница зоны обратных токов находится вблизи стенок жаровой трубы, что может привести к термическому разрушению конструктивных элементов, ограничивающих зону реакции. Напротив, при противоположно направленной закрутке с ростом угла входа потока происходит уменьшение тангенциальной состав-

ляющей скорости в следе взаимодействия потока, истекающего из зоны смешения, и воздуха, поступающего через второй контур закручивающего устройства, вследствие чего сокращается размер зоны обратных токов. Как видно на рис. 7,а, при $\beta = -60^\circ$ приосевая зона обратных токов практически отсутствует.

Пунктирной линией показан уровень неравномерности концентрации топливовоздушной смеси, соответствующий требованиям, предъявляемым к современным форсуночно-горелочным модулям с предварительным смешением. Видно, что при углах $\beta = -15^\circ, -30^\circ, \pm 45^\circ$ значение среднеквадратичного отклонения массовой концентрации топлива ϵ на расстоянии 3, 5 и 7 калибров от среза выходного сопла противоточного горелочного устройства не превышает 3%.

Анализ результатов численного моделирования позволил определить оптимальные значения угла закрутки потока в двухконтурном закручивающем устройстве, соответствующие $\beta = +45^\circ, -15^\circ$ (для жидкого и газообразного топлив). При этом аксиальное закручивающее устройство с углом закрутки $\beta = -15^\circ$ характеризуется меньшим объемом приосевой зоны обратных токов по сравнению с $\beta = +45^\circ$.

На основании выполненных исследований можно сделать вывод, что наиболее целесообразным с точки зрения стабилизации фронта пламени и смесеобразования является выбор угла закрутки $\beta = -15^\circ$.

На рис. 7 представлено изменение объема зоны обратных токов в зависимости от угла входа потока в двухконтурное закручивающее устройство.

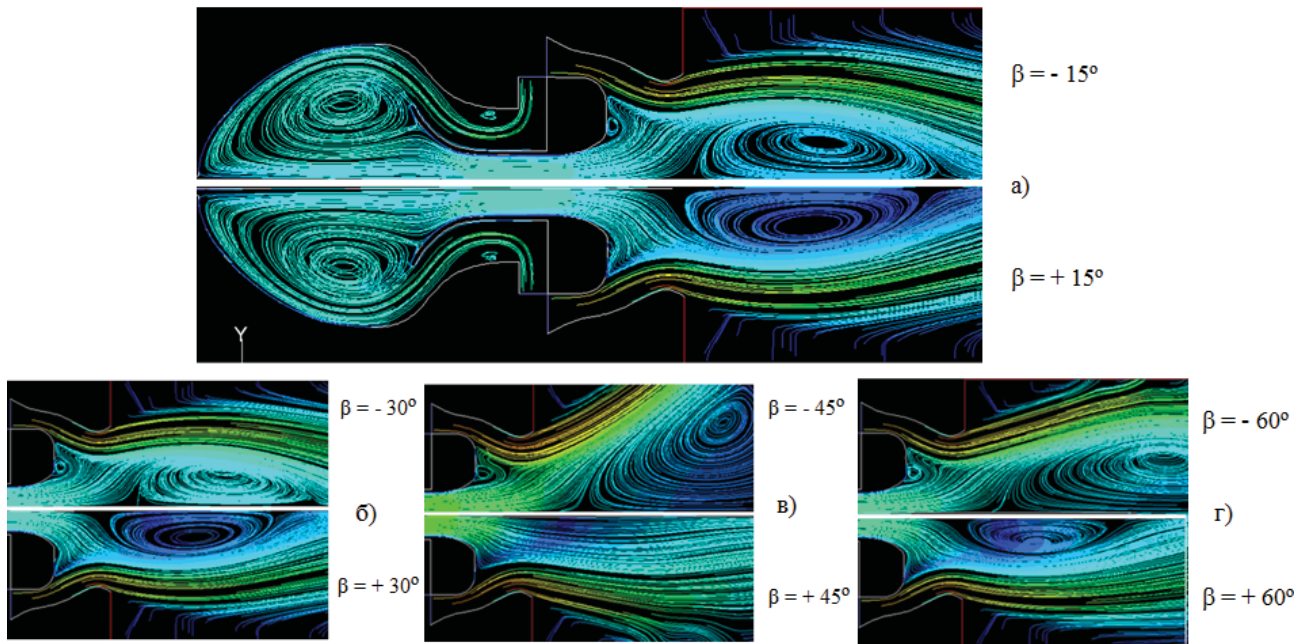


Рис. 7. Линии тока в проточной части горелочного модуля при различных углах закрутки в аксиальном закручивающем устройстве: $\pm 15^\circ$ (а); $\pm 30^\circ$ (б); $\pm 45^\circ$ (в); $\pm 60^\circ$ (г)

На рис. 7, а – в видно, что в области внезапного расширения на выходе из первой зоны смешения образуется устойчивая развитая зона обратных токов, на границах которой осевая компонента вектора скорости потока меняет направление, переходя через нулевое значение, и образуется геометрическое место точек, характеризующихся равенством скорости потока топливовоздушной смеси и скорости турбулентного горения. Это является необходимым и достаточным

условием обеспечения квазистационарного положения турбулентного фронта волны реакции горения.

Выполненные исследования позволили оценить влияние угла закрутки потока на качество смешения при использовании жидкого и газообразного топлив. Зависимость среднеквадратичного отклонения массовой концентрации топлива от гомогенной смеси по длине проточной части представлена на рис. 8 и 9. Длина проточной части выражена

в относительных координатах: $\bar{L} = \frac{L_i}{d_{\text{эгр}}}$, где $d_{\text{эгр}}$ - диаметр цилиндрического участка противоточного горелочного модуля. Видно, что в результате конвективного массообмена поток воздуха и топлива в условиях аэродинамического противотока течения в вихревой камере, среднеквадратичное отклонение массовой концентрации топлива уменьшаются до значений, близких к нулю ($\varepsilon = 0,22\%$ при $\bar{L} = 13$ для жидкого топлива; $\varepsilon = 0,099\%$ при $\bar{L} = 1$ для газообразного топлива), и образуется гомогенизированная топливовоздушная смесь. При подмешивании воздуха из второго контура закручи-

вающегося устройства ($\bar{L} = 14$) наблюдается рост неравномерности концентрации до значения $\varepsilon \approx 5,8\%$. Далее по длине расчетной области происходит размывание струи воздуха, подаваемого во вторую зону, и постепенное снижение среднеквадратичного отклонения концентрации топлива до величины $\varepsilon = 0,55\%$ (жидкое топливо) и $\varepsilon = 1,07\%$ (газообразное топливо) на выходе из расчетной области.

Сопла форсунок жидкой и газообразной фаз разнесены по длине горелочного модуля. Форсунка подачи жидкого топлива установлена на $\bar{L} = 1$, а газообразного на $\bar{L} = 14$.

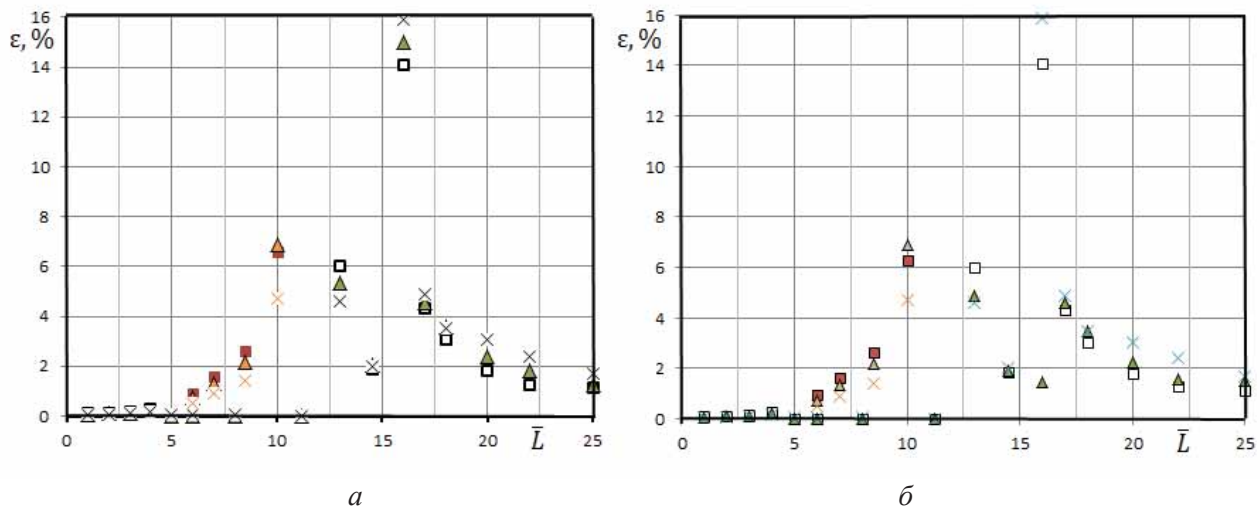


Рис. 8. Зависимости среднеквадратичного отклонения массовой концентрации метана по длине расчетной области для различных углов закрутки:
 а - сонаправленная закрутка; ■: $\beta = 15^\circ$; ▲: 30° ; ▣: 45° ; ●: 60° ;
 б - противоположно направленная закрутка; □: $\beta = -15^\circ$; ▲: -30° ; х: -45° ; ●: -60°

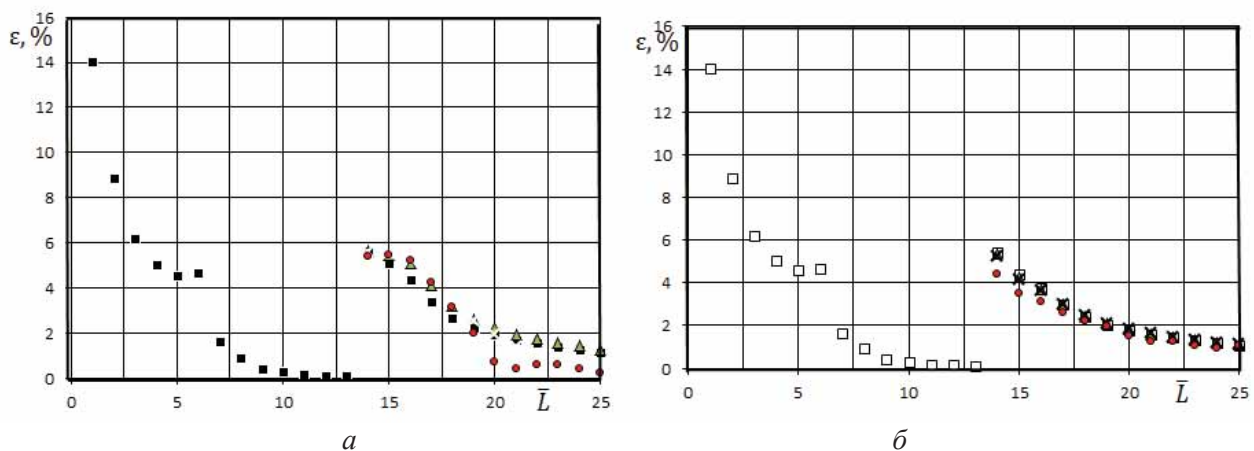


Рис. 9. Зависимости среднеквадратичного отклонения массовой концентрации керосина по длине расчетной области для различных углов закрутки:
 а - сонаправленная закрутка; ■: $\beta = 15^\circ$; ▲: 30° ; ▣: 45° ; ●: 60° ;
 б - противоположно направленная закрутка; □: $\beta = -15^\circ$; ▲: -30° ; х: -45° ; ●: -60°

Полученные результаты позволили спрофилировать геометрию проточной части 3D модели и расчетную сетку (рис. 10).



Рис. 10. Расчетная модель горелочного модуля

При организации рабочего процесса горелочного модуля на жидком топливе в качестве граничных условий задавался его расход в виде монодисперсного факела распыла со средним по Заутеру диаметром каплей ≈ 40 мкм. Корневой угол факела распыла выбирался с учетом особенностей газодинамики. Основным условием, определяющим выбор корневого угла, является задача исключения формирования локальных переобогащенных топливом зон вблизи полусферической профилируемой стенки.

Граничные условия представлены в табл. 1.

Для оценки полноты сгорания применялась многоступенчатая кинетическая схема окислительно-восстановительной реакции горения керосина. Кривая выгорания показана на рис. 10. Точки на графике получены осреднением локальных значений полноты сгорания по выбранным сечениям проточной части горелочного модуля на различном удалении от области первоначального инициирования волны реакции.

Анализ представленной зависимости позволяет сделать вывод, что полнота сгорания в противоточном горелочном модуле возрастает от 0 до 0,999 на относительной длине $\bar{L} = 25$. На участке $0 \leq \bar{L} \leq 13$ в объеме проточной части горелочного модуля происходит смешение компонентов топливовоздушной смеси, поэтому $\eta = 0$.

Таблица 1. Граничные условия

Режим работы	Основной	Резервный
Топливо	Природный газ	Керосин, дизельное топливо, синтез-газ
Окислитель	Воздух	Воздух
$\Delta p_{плг}, \%$	3	3
$G_{T1}, \text{кг/с}$	1,1	0,24
$G_{T2}, \text{кг/с}$		0,04
$G_{T3}, \text{кг/с}$		0,73
α_1	0,45	3,5
α_2		3
α_3		2,2
T_{Σ}^* при $p^* = 0,1 \text{ МПа}$	300	300

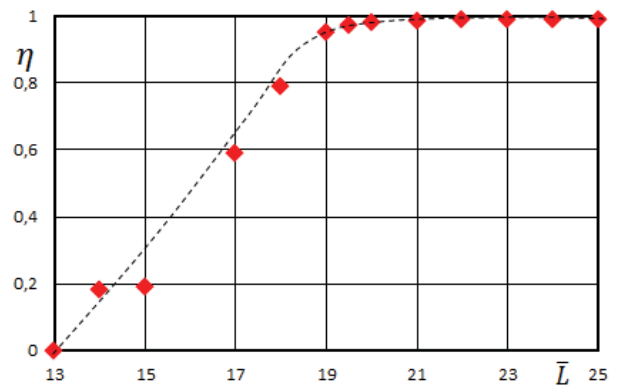


Рис. 11. Полнота сгорания топлива

Затем в области $13 \leq \bar{L} \leq 19$ кривая выгорания практически линейно возрастает от $\eta = 0$ до $\eta = 0,9$, в оставшейся области от $\bar{L} = 19$ до $\bar{L} = 25$ происходит увеличение интегральной полноты сгорания от $\eta = 0,9$ до $\eta = 0,999$.

Анализ результатов численного расчета позволил с учетом выполнения требований по минимуму потерь и устойчивости процесса горения внести уточняющие коррективы в решение задачи профилирования геометрии проточной части противоточного горелочного модуля.

Работа выполнена под руководством д-ра техн. наук, проф. Пиралишвили Ш.А., канд.техн.наук, доц. Гурьянова А.И.

Библиографический список

1. Вихревые горелочные устройства [Текст] / А.И. Гурьянов, О.В. Казанцева, М.В. Медведева [и др.] // Инженерный журнал. – 2005. - № 5. – С. 8 – 15.
2. Пиралишвили, Ш.А. Аэродинамика закрученного потока в вихревых горелках [Текст] / Ш.А. Пиралишвили, Ахмед Мамо Демена, С.М. Хасанов // Авиакосмическое приборостроение. – 2007. – №9. – С. 3 – 8.
3. Пиралишвили, Ш.А. Вихревые горелки с противотоком [Текст] / Ш.А. Пиралишвили // Конверсия в машиностроении – Conversion in machine building of Russia. – 2008. - №1. – С. 11 – 16.
4. Edmonds, G. Ultra-Low NOx Advanced Vortex Combustor Ryan [Text] / G. Edmonds, Robert C. Steele, Joseph T. Williams, Douglas L. Straub, Kent H. Casleton, and Avtar Bining.
5. Steinbach, Ch. Combustion Optimization for the ALSTOM GT13E2 Gas Turbine [Text] / Ch. Steinbach, N. Ulibarri, M. Garay, H. Lübcke, Th. Meeuwissen, K. Haffner, J. Aubry, and D. Kodim.

**NUMERICAL INVESTIGATION MULTIFUEL COMBUSTION
GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBER MODULE**

©2011 M. V. Malygina

Rybinsk State Academy of Aviation Technology named after P.A. Solovyev

There are presented the results of multifunctional combustion modules operation process investigation that forms primary combustion zone in gas turbines combustion chambers. There are found air mass flows ratios through contours of the swirling flows that provide air-fuel ratio distribution required in volume of premixing zone. It is defined angle air swirling flow that allows to reach a compromise between a values of hydraulic losses and a volume of paraxial zone of reverse flows that determine flame stabilization conditions in case of “lean” combustion ($\alpha > 1,5$).

Multifunctional combustion modules, combustion chambers, air mass flows, burners, numerical investigation.

Информация об авторах

Малыгина Майя Валерьевна, студентка Рыбинской государственной авиационной технологической академии имени П.А. Соловьева. E-mail: slager89@mail.ru. Область научных интересов: горение углеводородных топлив, снижение эмиссии CO в камерах сгорания и горелочных устройствах.

Malygina Maya Valeryevna, student of Rybinsk State Academy of Aviation Technology named after P.A. Solovyev. E-mail: slager89@mail.ru. Area of research: combustion of hydrocarbon fuels, decreasing CO emission in combustion chambers and burners.

ВЛИЯНИЕ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА ЗА КОМПРЕССОРОМ НА ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ОТРЫВНОГО ДИФFUЗОРА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

© 2011 М. М. Гурьянова

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьёва

Экспериментально и численно исследовано влияние несимметричности профиля скорости и начального уровня турбулентности на величину гидравлических потерь в отрывном диффузоре камеры сгорания.

Отрывной диффузор, гидравлические потери, неравномерность потока, ГТД, газодинамика.

Введение.

Совершенствование и перспективы развития газотурбинных технологий связаны с повышением эффективности двигателя, с форсированием параметров газа перед турбиной, что связано с ростом теплонапряженности КС, улучшением аэродинамических характеристик и уменьшением токсичности. Достижение отмеченного повышения качества КС зависит от совершенства ее конструктивного исполнения и рабочего процесса.

Газодинамика течения в КС, определяющая формирование полей термогазодинамических параметров на выходе, зависит от равномерности эпюры скорости потока воздуха за компрессором. Чем выше неравномерность потока, тем с большими гидравлическими потерями проектируется ЖТ. Такая взаимосвязь неравномерности потока воздуха с гидравлическим сопротивлением камеры определяет необходимость ее учета при проектировании диффузоров. Вид радиальной эпюры температуры на выходе из КС задается из условия обеспечения ресурса рабочих лопаток турбины. Проектирование современных КС ГТД и возможность повышения эффективности их рабочего процесса во многом определяется предысторией потока и в первую очередь характером течения в диффузоре.

Известно [1-4], что для получения низких потерь полного давления необходимо проектировать диффузорные каналы без отрыва потока с малым углом раскрытия. Однако на практике часто требуется сокращение длины диффузоров и увеличение степени расширения потока в них, что

приводит к росту гидравлических потерь вследствие возникающего отрыва потока. Опыты показывают наличие оптимального угла раскрытия диффузора, обеспечивающего минимум полных потерь [1,3], складывающихся из потерь на трение и на отрыв пограничного слоя.

В авиационных двигателях, где осевые габариты и масса должны быть по возможности минимальны, угол раскрытия диффузора выбирают на основе технико-экономического компромисса между длиной и потерями давления.

Оптимальным будет диффузор, обеспечивающий требуемое снижение скорости на минимальной длине при минимуме потерь полного давления, равномерных полях параметров и устойчивом течении на выходе из диффузора. Ещё одна трудность связана с неравномерностью профиля скорости на выходе из компрессора, его несимметричностью и нестационарной зависимостью от высоты и скорости полета. В этих условиях трудно обеспечить стационарность течения, определяющую устойчивость и качество аэродинамических характеристик КС. Поэтому проблеме обеспечения однородности и устойчивости течения на входе в диффузор уделяется самое пристальное внимание. Однако немногочисленные экспериментальные данные как российских, так и зарубежных исследователей часто носят противоречивый характер и не позволяют сформировать единых представлений о методах их учета при проектировании диффузоров КС.

Ввиду ограниченности экспериментальных данных по продувкам кольцевых диффузорных каналов с большими углами

раскрытия в условиях неравномерного нестационарного потока на входе возникает необходимость проведения экспериментальных исследований, направленных на подробное изучение структуры потока в отрывном диффузоре, с целью определения влияния газодинамических параметров течения на эффективность диффузоров для возможного их использования при разработке новых методик расчета в широком диапазоне скоростей потока и начальных условий на входе в диффузор.

Численное исследование аэродинамики отрывного диффузора

Для уточнения области экспериментального поиска выполнено двухмерное численное моделирование течения в отрывном диффузоре на различных режимах.

Основное внимание уделялось влиянию несимметричности профиля скорости на входе в канал диффузора кольцевой камеры сгорания и начальной интенсивности турбулентности на величину гидравлических потерь. При проведении численного моделирования газодинамики рассматривалось турбулентное течение вязкого несжимаемого газа в декартовой системе координат, описываемое осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса, неразрывности, сохранения энергии и состояния. Граничные условия задавались в виде условий адиабатности и прилипания на стенках, расхода на входе и полного давления на выходе из внутреннего и наружного каналов, полученных при предварительных продувках модели и проведенных ранее исследованиях отрывного диффузора [1-3]. Нестационарная система уравнений решалась методом установления с использованием коммерческого кода FLUENT, дискретизация уравнений в котором проводится методом контрольных объемов. Система замыкалась низкорейнольдсовой $k-\omega$ SST моделью турбулентности.

В газотурбинных двигателях поток, поступающий из компрессора в диффузор камеры сгорания, имеет несимметричный по сечению канала профиль скорости, что связано с влиянием нестационарного взаимодействия последней ступени компрессора, направляющего аппарата и остаточной закруткой потока. Исследование неравно-

мерности профиля скорости на входе на характеристики диффузора требует постановки аэродинамического эксперимента. Для этого необходимо сформировать несимметричный профиль скорости за счет изменения геометрии специально смоделированного входного участка преддиффузора. Подобные задачи восстановления геометрии по заданному полю скорости течения относятся к классу обратных задач газовой динамики, решение которых возможно в частных случаях с использованием сложных математических методов. Анализ результатов выполненного численного моделирования поля скорости для различных вариантов геометрии позволил выбрать несколько вариантов геометрии входного участка, обеспечивающих несимметричные относительно оси канала профили скорости на входе в диффузор. Для оценки неравномерности распределения скорости перед диффузором использовался коэффициент несимметричности $K = W_{cp}^{верх} / W_{cp}^{низ}$, где $W_{cp}^{верх}$, $W_{cp}^{низ}$ – соответственно осредненная скорость потока в верхней и нижней половине поперечного сечения диффузора, м/с.

Расчеты показали, что геометрия входного участка заметно влияет на формирование профиля скорости. Сравнение результатов численного моделирования эпюр скорости на входе в диффузор КС при коэффициентах несимметричности $0,78 \leq K \leq 7,08$ представлено на рис.1. Несимметричность профиля скорости увеличивается с ростом коэффициента несимметричности K .

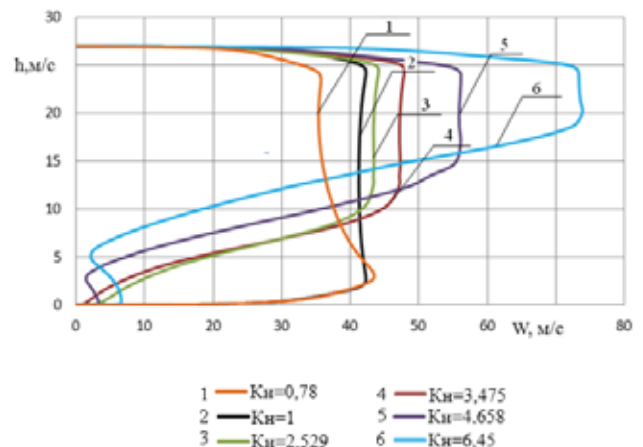


Рис. 1. Эпюры скорости на выходе из входного участка

Полученные эпюры использованы в качестве граничных условий на входе в отрывной диффузор для численного исследования влияния несимметричности профиля. Сеточная модель проточной части диффузора имеет сгущение вблизи областей значительных градиентов газодинамических параметров потока (рис. 2).

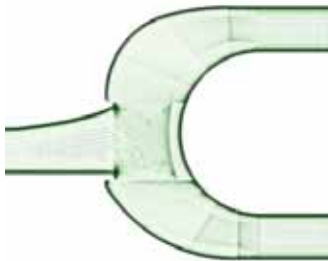


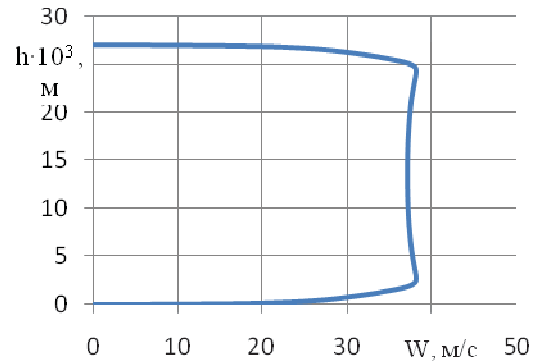
Рис. 2. Двухмерная сеточная модель расчетной области проточной части диффузора КС

На рис. 3,а,б показаны симметричный профиль скорости турбулентного течения на входе и распределение поля скорости в диффузоре (см. рис.3, б), обеспечивающее симметричное распределение давления по поверхности ЖТ и максимум статического давления в лобовой точке обтекателя (см. рис.3, в).

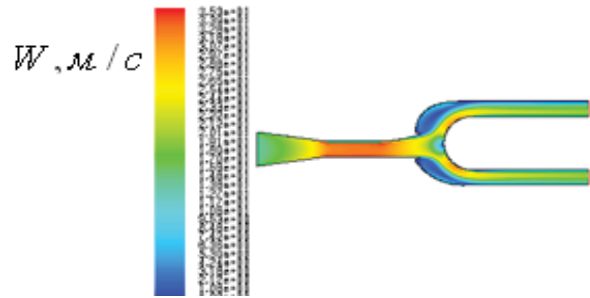
Это свидетельствует о качественной отработке базовой геометрии проточной части КС. Такой подход является характерным условием получения аэродинамического профиля конструкции, применяемым на этапе конструкторского проектирования. Однако, как показали расчетные исследования, ситуация радикально меняется при появлении внешних возмущений поля течения, приводящих к искажению симметричного профиля скорости на входе.

При профиле скорости на входе в диффузор с коэффициентом несимметричности $K \approx 0,78$ входная неравномерность потока количественно изменяет поле скорости и давления, но не приводит к качественной перестройке течения, что справедливо для диапазона $0,78 \leq K_H \leq 1$ ($1 \leq K_B \leq 1,28$).

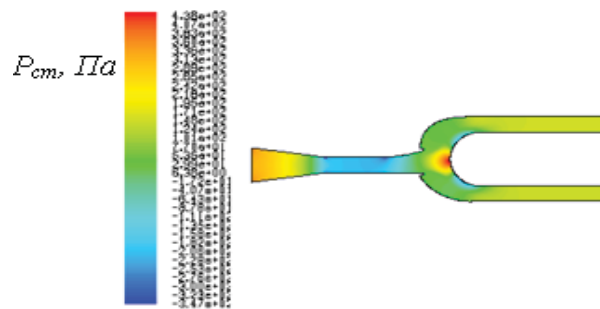
Область повышенного статического давления на обтекателе менее выражена и имеет несимметричную структуру относительно средней линии ЖТ, что оказывает отрицательное влияние на аэродинамику КС и может привести к снижению рабочего перепада давления на фронтальном устройстве и ухудшению качества смешения.



а



б



в

Рис. 3. Профили скорости и давлений на входе в диффузор при $K_H = 1$

При увеличении коэффициента несимметричности профиля скорости в диапазоне значений $1 \leq K_H \leq 7,08$ ($0,14 \leq K_B \leq 1$) газодинамика течения в проточной части КС существенно искажается, полностью нарушается устойчивость потока с формированием нерасчетных режимов течения в диффузоре и ярко выраженной несимметричностью распределения локальных расходов воздуха между верхними и нижними охлаждающими поясами. Независимо от направления смещения максимума профиля скорости во входном сечении относительно оси канала, характер обтекания жаровой трубы становится несимметричным с неравномерным перераспределением вторичного воздуха между верхним и нижним кольцевыми каналами.

Исследования показали, что в случае затенения потока на входе в области нижней стенки входного участка (наполнение эпюры скорости в верхнем полуканале) величина коэффициента гидравлических потерь линейно зависит от коэффициента несимметричности (рис. 4). При этом абсолютное значение изменяется в 4 - 4,5 раза от $\xi = 0,1$ в случае равномерного профиля скорости на входе до $\xi = 0,45$ при значениях $K_H \approx 6,5 - 7$.

Это позволяет сделать однозначный вывод о необходимости учета влияния предыстории потока на аэродинамические характеристики диффузора КС при проектировании перспективных КС двигателей нового поколения.

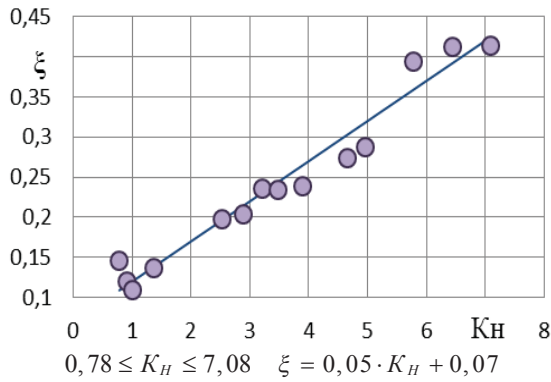


Рис. 4. Зависимость коэффициента гидравлических потерь ξ от K_H

На рис. 5 приведено влияние K_B на коэффициент потерь давления в диффузоре при наполнении входной эпюры скорости в нижнем полуканале.

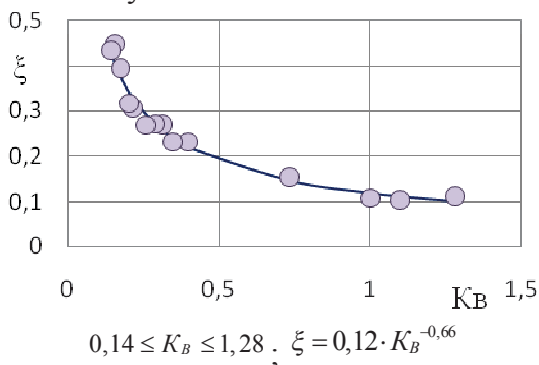


Рис. 5. Зависимость коэффициента гидравлических потерь ξ от K_B

Результаты расчета показали, что несимметричность профиля скорости на входе в преддиффузор оказывает заметное влияние на картину течения и распределение полного и статического давления по поверхности

обтекателя и стенок ЖТ, определяющих уровень гидравлических потерь, условия формирования вторичных потоков через отверстия в ЖТ и пояса охлаждающих отверстий.

Результаты анализа показывают, что зависимость анализа $\xi = f(K_B)$ имеет степенной характер, причем в диапазоне $0,14 \leq K_B \leq 1$ величина потерь изменяется в 4-4,5 раза от $\xi = 0,45$ при $0,14 \approx K_B$ до $\xi = 0,1$ при $K_B \approx 1$ (симметричный профиль скорости на входе).

Экспериментальное исследование влияния начальных условий на величину гидравлических потерь в отрывном диффузоре

Экспериментальные исследования влияния начальных условий потока на входе в диффузор на величину сопротивления отрывного диффузора проводились на экспериментальном стенде, представленном на рис. 6.

Объект исследования представлен на рис. 7 и представляет собой модель прямоугольной развертки 1/8 сектора отрывного диффузора кольцевой КС. Модель выполнена из оргстекла в масштабе 1:1, состоит из преддиффузора, наружного контура и жаровой трубы. Жаровая труба модели может изменять свое положение в осевом и радиальном направлениях.

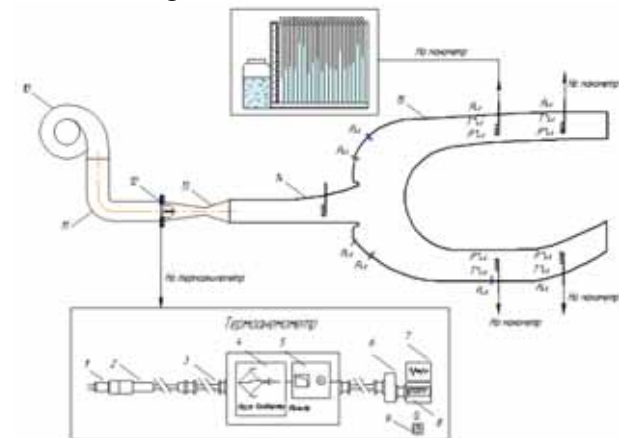


Рис. 6. Схема экспериментального стенда

Для формирования несимметричного профиля скорости относительно оси канала был разработан входной участок с так называемыми генераторами несимметричности профиля скорости, изменяющими геометрию проточной части канала.

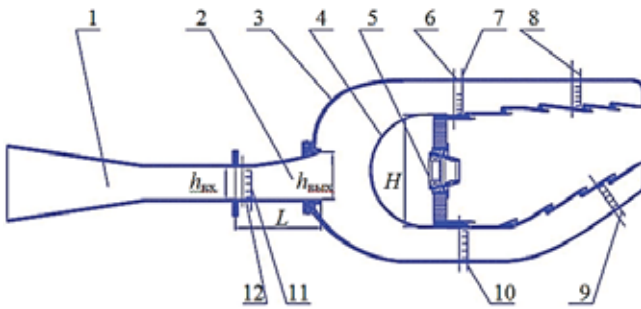


Рис. 7. Модель отрывного диффузора:

1 – входной участок; 2 – преддиффузор;
 3, 6, 12 – отверстия для измерения статического давления; 4 – обтекатель ЖТ, 5 – фронтное устройство; 7, 8, 9, 10, 11 – пятиточечные гребенки

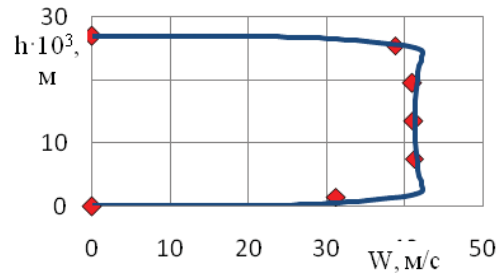
Формы генераторов получены по результатам численного моделирования и изменяются в пределах $0,8 < K_H < 7,4$, если бобышка располагается снизу канала, и $0,135 < K_B < 1,26$, если сверху. Такое моделирование необходимо ввиду не осесимметричной геометрии преддиффузора. Распределение расхода по кольцевым каналам из-за влияния несимметричности может быть неравномерным.

Эксперименты по формированию несимметричной эпюры скорости на выходе из входного участка за генераторами несимметричности проводились в диапазоне чисел Рейнольдса $2 \cdot 10^4 < Re < 18 \cdot 10^4$.

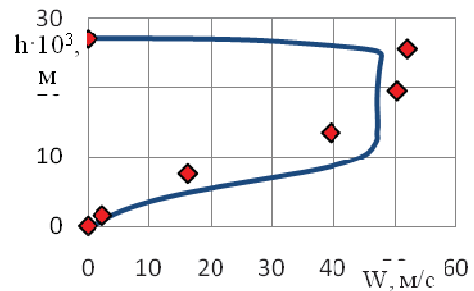
Результаты сравнения профилей скорости на входе в преддиффузор, полученные численным моделированием и обработкой результатов эксперимента, представлены на рис. 8, а-в.

Видно, что в случае неискаженной (симметричной) картины течения формирующийся турбулентный профиль адекватно описывается расчетной кривой по всем 5 опытным точкам по высоте канала. В этом случае максимальная ошибка расчета составляет 26% относительно эмпирических данных, средняя не превышает величины 7,46%.

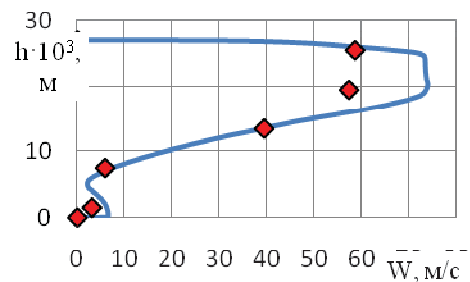
Расчетные и экспериментальные профили скорости, искаженные генераторами возмущений течения, также качественно согласуются, но величины относительных погрешностей несколько выше. Наиболее заметное влияние наблюдается в случае коэффициента несимметричности $K_H=4,6$ (рис. 8, в).



а) — $K_H \approx 1$, \blacklozenge — $K_H=1,055$



б) — $K_H=3,475$; \blacklozenge — $K_H=2,93$



в) — $K_H=6,45$; \blacklozenge — $K_H=4,6$

Рис. 8. Сравнение профилей скорости:

$Re = 10,5 \cdot 10^4$, — численное моделирование;
 \blacklozenge — эксперимент

Средняя погрешность по профилю достигает величины 37%. Вероятно это связано с тем, что в расчетном профиле формирующаяся за генератором возмущений пристенная зона обратных токов не успевает замыкаться до входного сечения преддиффузора и обуславливает оттеснение определенной массы потока в верхнюю половину канала. В результате среднерасходная по верхнему каналу скорость потока больше эмпирических значений на 42,6%. Это подтверждается наличием локального максимума на относительной высоте 0,17, не наблюдаемого в опыте. Остальные профили хорошо коррелируют между собой во всем исследованном диапазоне чисел Рейнольдса и вносимых генератором возмущений искажений профиля скорости, характеризующихся коэффициентами несимметричности.

Результаты продувок диффузора с генераторами неравномерности, формирующими отличный от симметричного относительно оси канала профиля скорости на входе, показали, что коэффициент гидравлических потерь увеличивается с ростом K .

Результаты экспериментальных исследований влияния несимметричности профиля скорости на входе в преддиффузор и интенсивности турбулентных пульсаций потока на коэффициент гидравлических потерь в диффузоре представлены на рис. 9-11. Характерным моментом для всех полученных зависимостей является наличие минимума гидравлических потерь при равномерном профиле скорости на входе вне зависимости от интенсивности турбулентности набегающего потока.

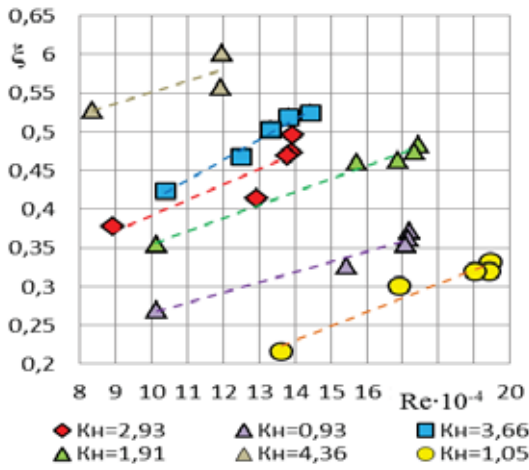


Рис. 9. Зависимость коэффициента гидравлических потерь ξ от числа Re

Следует отметить, что при увеличении числа Рейнольдса наблюдается монотонное увеличение ξ в диапазоне $10^5 < Re < 2 \cdot 10^5$ по линейной зависимости в среднем от 30 до 55% при различной интенсивности турбулентности набегающего потока, причем максимальным значениям интенсивности турбулентности $\varepsilon > 1,6$ соответствует максимум гидротерь.

Результаты опытных исследований показали, что любое искажение профиля скорости на входе в преддиффузор, как в область $K < 1$, так и в область $K > 1$, приводит к увеличению коэффициента потерь относительно его значений в случае симметричного профиля при прочих равных условиях ($Re, \varepsilon = \text{const}$). Приведенные зависимости позволяют сделать вывод, что с увеличением

коэффициента несимметричности наблюдается заметный рост гидравлического сопротивления в среднем на 50% и более при изменении $1 < K < 4,36$.

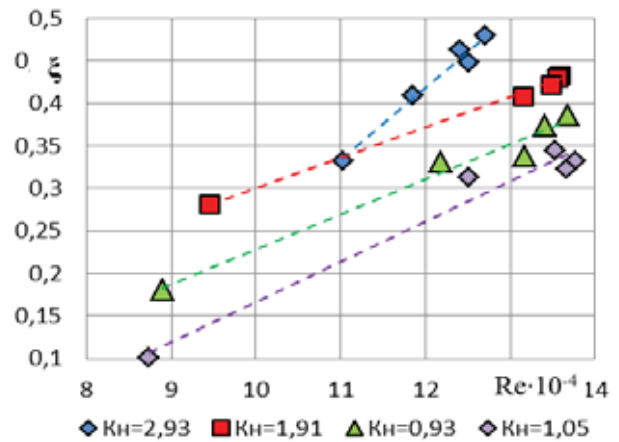


Рис. 10. Зависимость коэффициента гидравлических потерь ξ от числа Re ($\varepsilon = 1,01\%$)

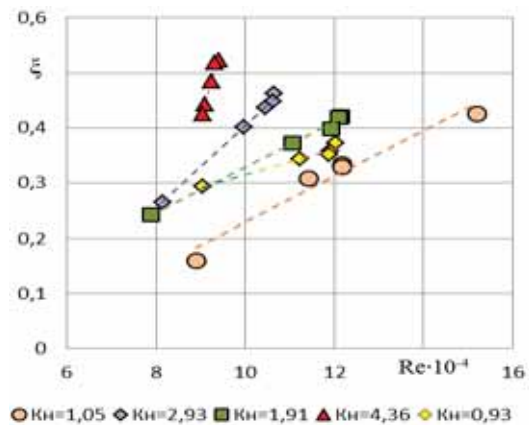


Рис. 11. Зависимость коэффициента гидравлических потерь ξ от числа Re ($\varepsilon = 1,35\%$)

Экспериментально влияние интенсивности турбулентности на величину гидравлических потерь исследовалось в аэродинамической трубе с прямоугольной рабочей частью (0,16 x 0,4 м).

Интересной особенностью аэродинамики отрывного диффузора является то, что увеличение интенсивности турбулентности на входе сопровождается увеличением тангенса угла наклона прямых $\xi = f(Re)$ во всем исследуемом диапазоне несимметричности $0,93 < K < 4,36$. Подобный характер роста тангенса угла наклона функции $\xi = f(Re)$ имеет место при увеличении значения K в случае $\varepsilon = \text{const}$ (рис. 9). Кроме того, полученные эмпирические данные позволяют выявить условие возникновения критического роста гидравлического сопротивления с

увеличением интенсивности турбулентности $\varepsilon \geq 1,35\%$ для значений коэффициента несимметричности входного профиля скорости $K \geq 2,93$ (рис. 9-11). Вероятно, это обусловлено потерей устойчивости течения из-за критической смены режимов течения в результате стационарного колебания отрывной зоны за генератором несимметричности потока либо действия пространственного отрыва потока от стенок диффузора.

Для проведения экспериментальных исследований по влиянию интенсивности турбулентности изготовлены турбулизирующие сетки, генерирующие разную интенсивность турбулентности.

Турбулентное движение связано с наличием двух потоков, наложенных друг на друга - некоторого «среднего» потока и пульсационного потока. Пульсационный поток характеризуется тем, что его частицы движутся со скоростями, имеющими самое различное направление, несовпадающее с направлением потока. Количественная оценка степени турбулентности потоков осуществлялась при помощи безразмерного коэффициента, представляющего собой отношение квадратного корня из средних квадратов пульсационных скоростей к осредненной скорости ε - степени турбулентности. Измерения пульсаций скорости производились с помощью датчика замера турбулентных пульсаций скорости – термоанемометра Testo 345, фиксирующего отклонение скорости от средней (пульсационную скорость ΔW) и позволяющего определить степень турбулентности $\varepsilon = (\sqrt{\Delta W^2} / W_{cp}) \cdot 100\%$, где осреднение скорости проводится по

$$\sqrt{\Delta \bar{W}^2} = \sqrt{\frac{1}{2\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0+\tau} \Delta W^2 dt}$$

Предполагалось, что выходящий турбулентный поток изотропный. Датчик приема пульсаций скорости представляет собой нагреваемую нить определенного термосопротивления. В турбулентный поток воздуха помещаем нагретую нить, при этом отводимый от нее тепловой поток испытывает колебания турбулентных пульсаций.

Масштаб турбулентности, генерируемый решетками, зависит от размера ячейки, толщины нитки, и считается определяющим масштабом турбулентности потока на входе в диффузор. Для обоснования выбора време-

ни измерений пульсаций скорости потока на входе в диффузор были проведены предварительные эксперименты, подтверждающие выбор замера пульсаций. Исследования проводились на сетке с характерным размером $d=1,5$ мм.

Характерной особенностью получения турбулентных характеристик является зависимость интенсивности турбулентности от некоторого физического масштаба времени (интегрального временного масштаба), характеризующего крупномасштабный период пульсаций течения в целом на фоне временного масштаба локальных случайных пульсаций термогазодинамических параметров течения. Интегральный временной масштаб представляет собой интервал времени, отсчитываемый относительно момента времени t_0 , в течение которого среднее значение пульсационной составляющей скорости не изменяется.

Как показали эксперименты, времени измерения, равного 120 с, оказалось недостаточно для определения величины интегрального периода пульсаций, равного от $t_0-\tau$ до $t_0+\tau$, где t_0 – произвольный момент времени, характеризующийся равенством средней скорости потока и среднего значения ее пульсационной $\bar{W} = \Delta \bar{W}'$ (рис.12).

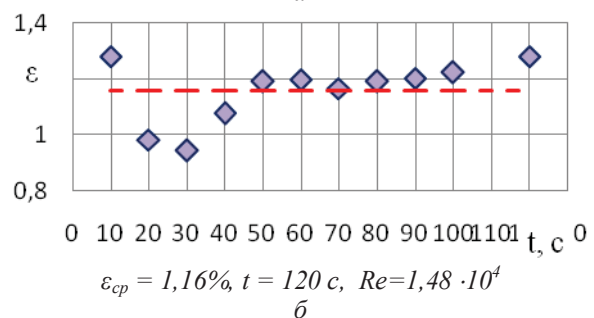
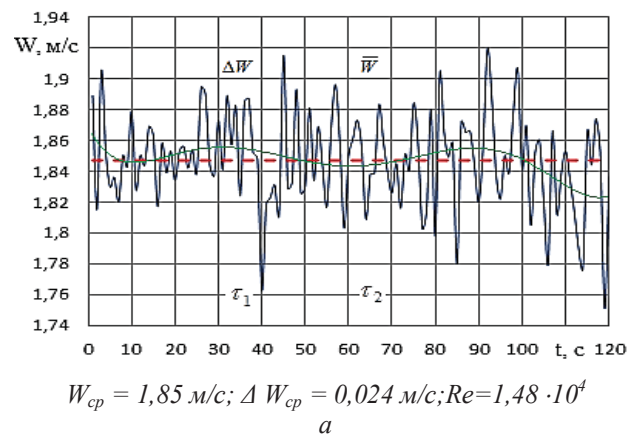


Рис.12. Зависимости пульсаций скорости(а) и интенсивности турбулентности(б) потока от времени

Поэтому время пульсационного измерения увеличено до 240с (рис. 13). В этом случае также сохраняется автомодельность величины ε в диапазоне $50 < t < 120$ с на уровне $\varepsilon = 1,2$. Однако больший физический масштаб времени позволяет обеспечить условия $\tau \approx const$ вне зависимости от выбора t_0 .

Представленная на рис. 12 зависимость интенсивности турбулентных пульсаций для времени измерения 240с при числе Рейнольдса $Re = 8,13 \cdot 10^4$ показывает, что интенсивность масштабов турбулентных пульсаций τ_0 также сохраняет постоянное значение и не зависит от t_0 .

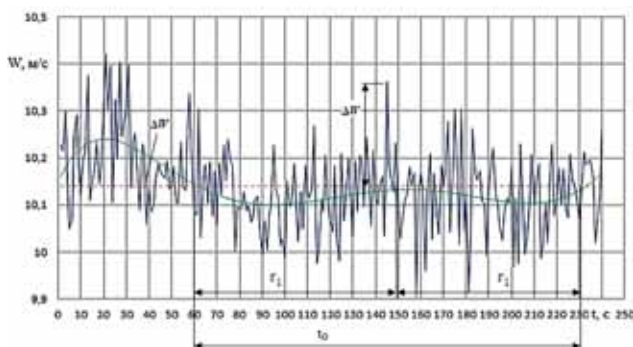


Рис.13. Зависимость пульсаций скорости потока от времени

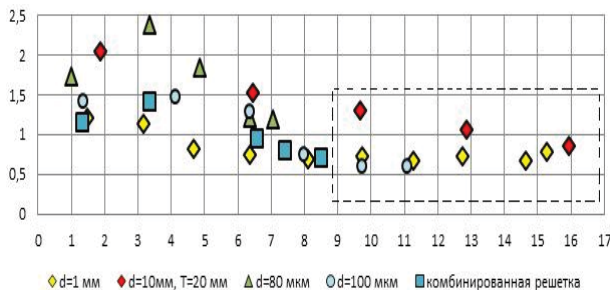


Рис.14. Зависимость интенсивности турбулентности от числа Re

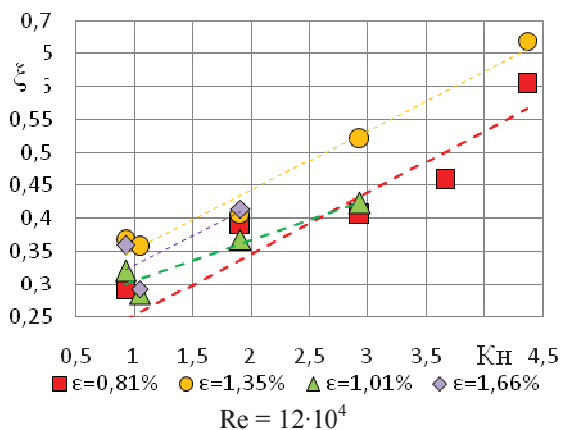


Рис.15. Зависимость коэффициента гидравлических потерь от Kn

Это свидетельствует о том, что время измерения 240с является необходимым и достаточным для определения турбулентных характеристик потока на входе в диффузор.

Окончательная проверка полученных результатов и сделанных выводов выполнена с использованием времени измерения турбулентных характеристик 480с (рис. 14,15). Увеличение времени измерения в два раза не привело к изменению интегрального временного масштаба турбулентных пульсаций скорости. Следовательно, увеличение физического времени измерения свыше 240с является нецелесообразным. Сравнительные результаты изучения генерируемого уровня турбулентности для всех исследуемых решеток имеет место в диапазоне от $7 \cdot 10^4$ до $16 \cdot 10^4$ (на рис. 14 пунктирный прямоугольник) с отличием по величине интенсивности турбулентности.

Характер зависимости $\zeta(Kn)$ сохраняет линейный вид и прямые $\zeta=f(Kn)$ эквивалентны друг другу в пределах погрешности измерения. Минимальные значения коэффициента гидравлических потерь наблюдаются в области $Kn=1,01$, т.е. при равномерном относительно оси канала профиле скорости на входе. Максимальные значения гидравлических потерь соответствуют значениям $Kn > 4,36$.

Вывод. Организация структуры течения в диффузоре существенно влияет на величину его гидравлического сопротивления, особенно в случае влияния несимметричности профиля скорости и начальной турбулентности. Зависимости $\varepsilon=f(Re)$ имеют экстремальный характер с наличием выраженного максимума в области $3 \cdot 10^4 < Re < 4 \cdot 10^4$, с увеличением коэффициента Kn , наблюдается заметный рост гидравлического сопротивления в среднем на 50% и более при изменении $1 < K < 4,36$. Критический рост гидравлического сопротивления отрывного диффузора возникает при $\varepsilon \geq 1,35\%$ при $K \geq 2,93$.

Работа выполнена под руководством д-ра техн. наук, проф. Пиралишвили Ш.А.

Библиографический список

1 Пиралишвили, Ш.А. Экспериментальное исследование отрывного диффузора камеры сгорания ГТД [Текст] / Ш.А. Пиралишвили, С.В. Веретенников, Фасил Али Гугсса // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2007. Т. 3. № 6.

2 Гурьянова, М.М. Исследование аэродинамики элементов проточной части камеры сгорания ГТД [Текст] / М.М. Гурьянова, С.В. Веретенников // Сборник докладов XVII школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. Издательский дом МЭИ.

2009.

3 Гурьянова, М.М. Аэродинамика камеры сгорания с отрывным диффузором [Текст] / М.М. Гурьянова, Ш.А. Пиралишвили, С.В. Веретенников // Авиакосмическое приборостроение.-2009.-№ 11.-С. 1-7.

4 Пиралишвили, Ш.А. Исследование влияния режимных и геометрических параметров на характеристики отрывного диффузора камеры сгорания [Текст] / Ш.А. Пиралишвили, С.В. Веретенников, Фасил Али Гугсса // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: мат-лы Международной научно-технической конференции. - Самара: СГАУ, 2006. Т.1.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF TURBULENCE OF INFLUENCE OF THE COMPRESSOR'S OUT FLOW PARAMETERS ON THE HYDRAULICS PARAMETERS RESISTANCE OF SEPARATION DIFFUSER OF COMBUSTION CHAMBER

© 2011 M. M. Guryanova

Rybinsk state academy of aviation technology named after P.A. Solovyev

It is presented the results of investigation of combustion chamber's gasdynamics. It's obtained criteria equations to perform an optimization of its parameters relatively to minimal hydraulically losses on the stage of diffusion's designing.

Separation diffuser, hydraulic losses, the uneven flow, GTE, gas dynamics.

Информация об авторах

Гурьянова Марина Михайловна, старший преподаватель кафедры общей и технической физики Рыбинской государственной авиационной технологической академии. E-mail: mia27w@list.ru. Область научных интересов: отрывной диффузор, газовая динамика, турбулентность.

Guryanova Marina Michailovna, senior Lecturer of «General and Technical Physics» department of Rybinsk state academy of aviation technology named after P.A. Solovyev. E-mail: mia27w@list.ru. Area of research: cone channels, fluid dynamics, turbulence.

УДК 629.7.036

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ОТЛАДКИ ПАРАМЕТРОВ СЕРИЙНОГО ТРДД

© 2011 А. А. Волик¹, Х. С. Гумеров², Р. З. Хабибуллин², Р. Б. Хайруллин²¹Уфимское моторостроительное производственное объединение²Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассматривается методика оптимальной отладки двигателей на этапе приемосдаточных испытаний. Исследуется изменение основных параметров двигателя при изменении атмосферных условий. Исследование основано на данных, полученных в серийном производстве.

Авиационный двигатель, приемосдаточные испытания, оптимизация, изменение атмосферных условий.

В рассматриваемом контексте под качеством в большей степени понимается минимальное отклонение параметров двигателя от оптимальных достижимых значений. Для двигателя, находящегося в серийном производстве, уместно полагать, что оптимуму соответствуют среднестатистические значения основных параметров. В такой постановке необходимо добиваться, чтобы сдаваемые двигатели имели по возможности одинаковые параметры в любых атмосферных условиях по давлению, температуре, влажности.

В зависимости от конкретного конструктивного исполнения и регулирования эта задача решается путем внесения различных поправок к приведенным параметрам двигателя [1]. Корректность (или некорректность) таких поправок определяет дополнительное рассеивание параметров, вдобавок к естественному рассеиванию, связанному с допусками на изготовление и сборку двигателя. На рис. 1 и 2 представлена картина рассеивания расходов воздуха и топлива одного экземпляра двигателя, проходившего ресурсные испытания в течение длительного периода времени в широком диапазоне изменения атмосферных условий. Как видно, при фиксированных значениях приведенной частоты вращения ротора низкого давления (вентилятора) оценка расходов воздуха и топлива колеблется в пределах до 3 и 6% соответственно.

Обобщение такого типа протекания всех контролируемых параметров может быть представлено в виде, приведенном на рис. 3.

Как известно, приведение частоты вращения к стандартным атмосферным условиям производится по формуле

$$n_{\text{пр}} = n_{\text{физ}} \cdot \sqrt{\frac{288,15}{T}}, \quad (1)$$

где $n_{\text{пр}}$ - приведенная частота вращения,

$n_{\text{физ}}$ - физическая частота вращения,

T - температура воздуха на входе в двигатель, при которой производилось измерение $n_{\text{физ}}$. Т. е. приведенная частота $n_{\text{пр}}$ может меняться либо из-за изменения $n_{\text{физ}}$, либо из-за изменения T .

Реальное протекание параметра (см. рис. 3) при изменении атмосферной температуры (пунктирная линия) отличается от протекания по дроссельной характеристике при постоянной температуре (сплошная жирная линия).

На двух режимах, имеющих, к примеру, отличие в настройке частоты вращения в 4% [режимы «Максимал боевой» («МБ») и «Максимал учебно-боевой» («МУБ»)], одинаковая приведенная частота $n_{\text{пр}}$ достигается при различиях в температуре $\Delta T = 24\text{K}$.

Отличие в двух линиях протекания параметров двигателя, вероятно, связано с нарушением геометрического подобия и, как следствие, изменения характеристик узлов двигателя. Для исследований была воссоздана математическая модель двигателя на основе данных, полученных в процессе стендовых испытаний. В модели учитывались реальные характеристики компрессоров низкого и высокого давления.

Для подтверждения адекватности воссозданной математической модели в табл. 1 приведены некоторые расчетные данные двигателя на режиме «МБ» в сравнении со среднестатистическими.

Далее, используя программные средства, были вычислены наиболее вероятные из-

менения характеристик узлов двигателя, которые могли бы объяснить подобные отклонения параметров при изменении температуры воздуха окружающей среды. В число таких характеристик узлов входят:

- пропускная способность компрессора низкого давления;

- КПД компрессора низкого давления;
- пропускная способность компрессора высокого давления;
- КПД компрессора высокого давления;
- пропускная способность турбины высокого давления.

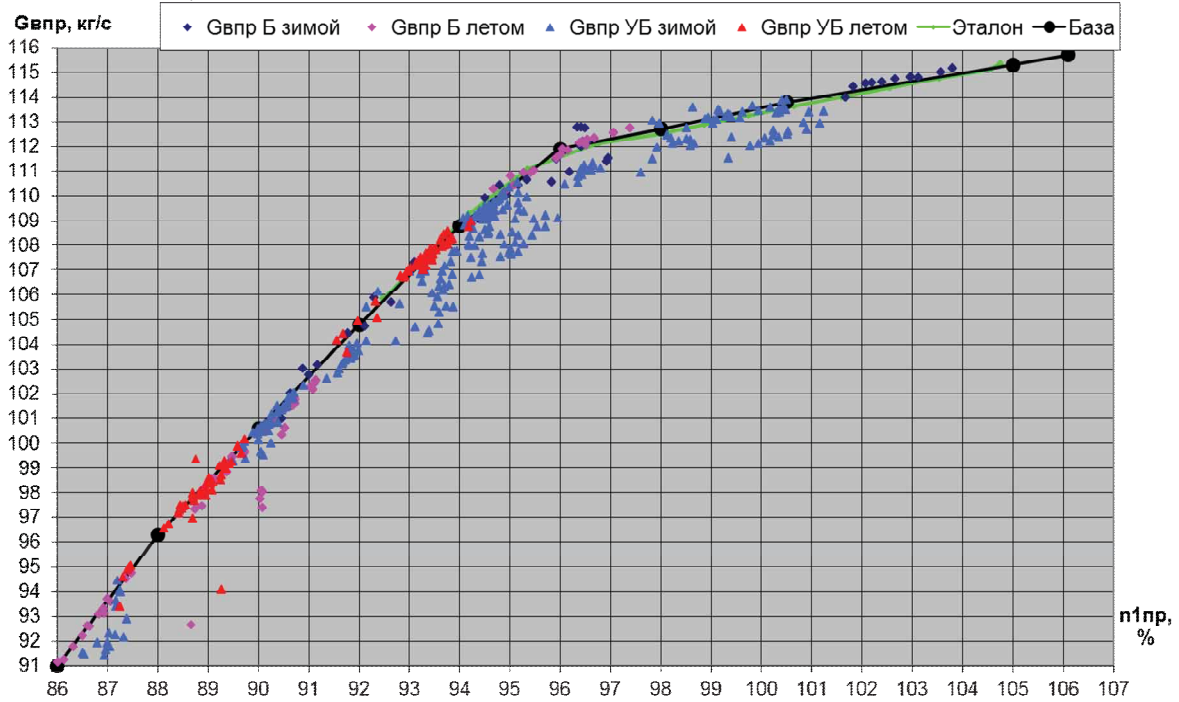


Рис. 1. Зависимость приведенного суммарного расхода воздуха через двигатель от приведенной частоты вращения ротора низкого давления $G_{в\sum пр} = f(n_{1пр})$

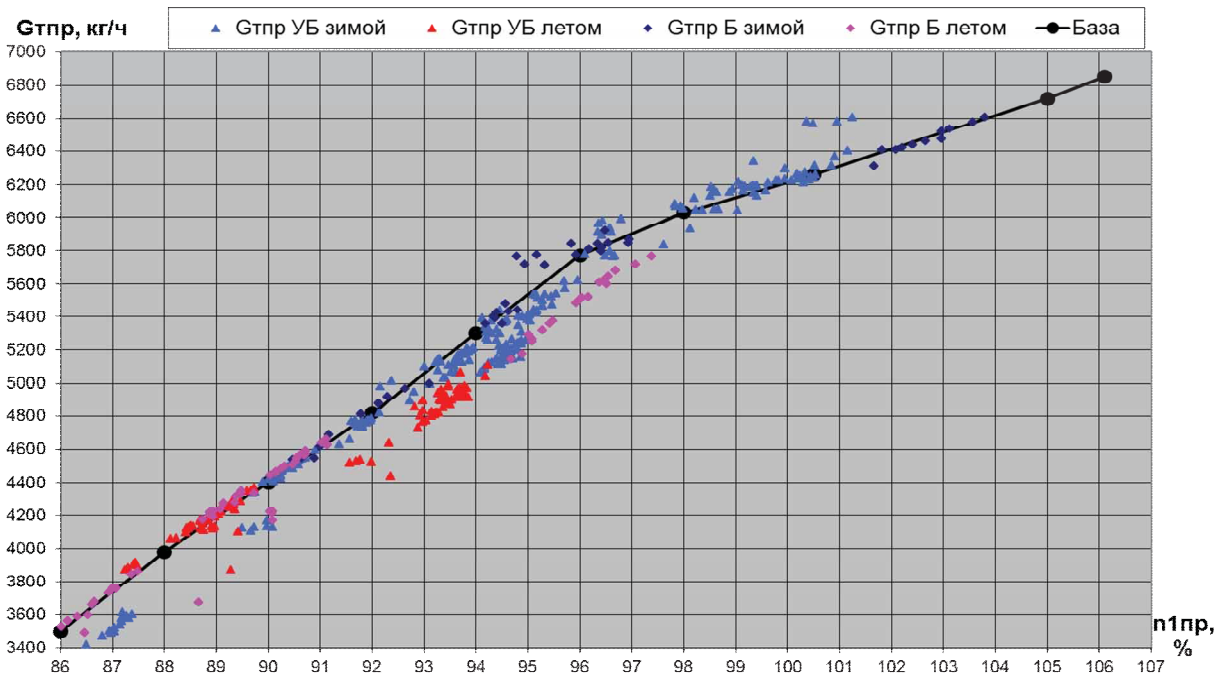


Рис. 2. Зависимость приведенного расхода топлива от приведенной частоты вращения ротора низкого давления $G_{т пр} = f(n_{1пр})$

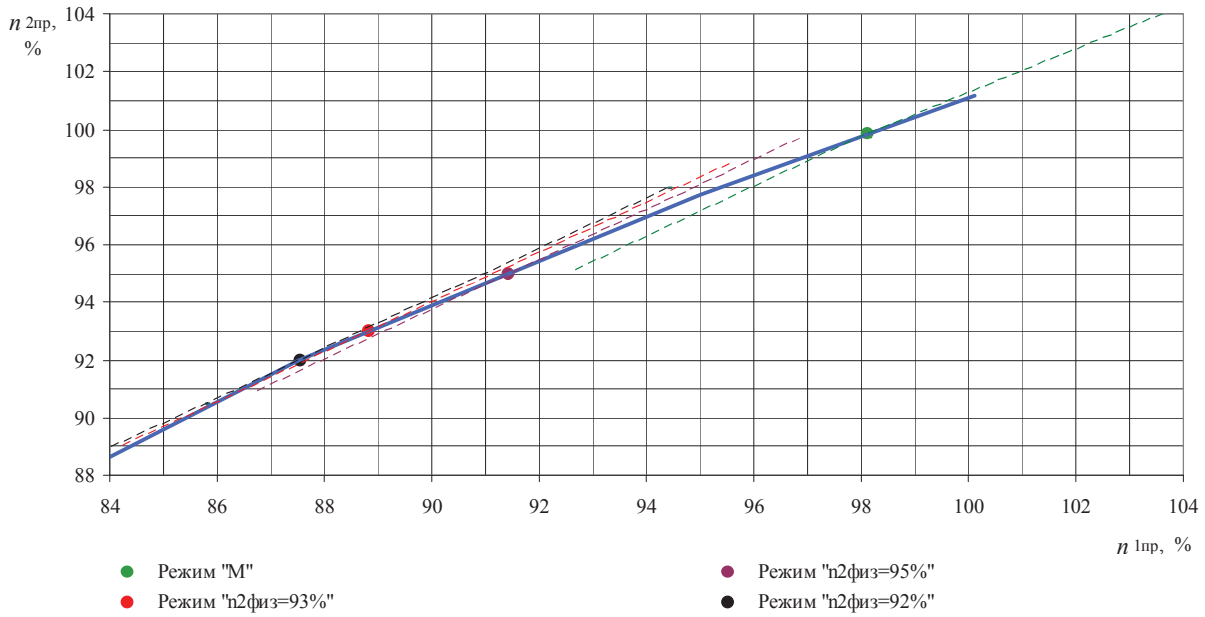


Рис. 3. Зависимость приведенной частоты вращения ротора высокого давления от приведенной частоты вращения ротора низкого давления $n_{2пр} = f(n_{1пр})$ с линиями протекания основных режимов работы в зависимости от температуры воздуха на входе в двигатель

Таблица 1. Сравнение значений параметров, полученных по математической модели со статистическими значениями

Параметр	Обозначение и единица измерения	Статистическое значение	СКО	Расчетное значение по математической модели	Погрешность δ , %
Частота вращения ротора низкого давления	n_1 , %	97,97	0,43	97,97	0
Частота вращения ротора высокого давления	n_2 , %	99,63	0,28	99,65	0,02
Тяга	R , кгс	7678	62,24	7670	0,104
Удельный расход топлива	$C_{уд}$, кг/(кгс·ч)	0,74	0,0097	0,735	0,68
Расход топлива	G_T , кг/ч	5674,6	76,12	5612	1,0
Суммарный расход воздуха	$G_{в\Sigma}$, кг/с	112,59	0,322	112,63	0,036
Степень понижения давления в турбинах	$\pi_{т\Sigma}^*$	6,99	0,097	6,99	0

На рис. 4 представлено изменение характеристик узлов при изменении температуры воздуха на входе в двигатель на 24К. В табл. 2 представлены соответствующие числовые значения отклонений характеристик узлов при таком изменении температуры воздуха на входе в двигатель.

Практически все полученные значения отклонений характеристик узлов в зависимости от изменения температуры воздуха окружающей среды имеют отрицательные значения, причем величины этих отклонений

являются достаточно схожими для узлов одного типа (компрессоров или турбин). На основе этого можно заключить, что полученные результаты являются достаточно логичными качественно и количественно.

Нарушение геометрического подобия двигателя главным образом влияет на расход воздуха, кроме того, изменяются зазоры между лопатками и корпусом, следовательно, меняется и эффективность лопаточных машин.

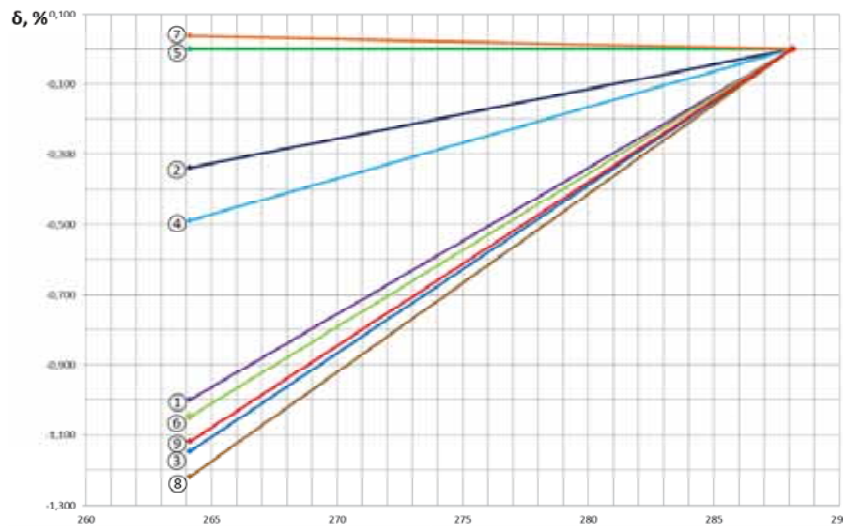


Рис. 4. Изменения характеристик узлов при изменении температуры на входе в двигатель:

- 1 — пропускная способность компрессора низкого давления,
- 2 — КПД компрессора низкого давления,
- 3 — пропускная способность компрессора высокого давления,
- 4 — КПД компрессора высокого давления,
- 5 — пропускная способность турбины высокого давления,
- 6 — КПД турбины высокого давления,
- 7 — пропускная способность турбины низкого давления,
- 8 — КПД турбины низкого давления,
- 9 — площадь критического сечения сопла

Таблица 2 – Значения отклонений характеристик узлов

№	Характеристика узла	Отклонение характеристик узлов при изменении T на $24K$
1	Пропускная способность компрессора низкого давления	-1
2	КПД компрессора низкого давления	-0,34
3	Пропускная способность компрессора высокого давления	-1,15
4	КПД компрессора высокого давления	-0,49
5	Пропускная способность турбины высокого давления	0
6	КПД турбины высокого давления	-1,05
7	Пропускная способность турбины низкого давления	0,04
8	КПД турбины низкого давления	-1,22
9	Площадь критического сечения сопла	-1,12

В случае с реактивным соплом можно допустить, что внешняя температура оказывает существенное влияние на площадь его проходного сечения, поэтому изменяется пе-

репад давления на турбине. Полученные результаты позволяют моделировать поведение параметров двигателя при изменении атмосферных условий. Повышение точности оценки параметров позволит поднять качество их отладки в процессе приемосдаточных испытаний, о чем пойдет речь далее.

Технологический процесс отладки двигателя во многом определяет технико-экономические показатели, такие как: количество топлива, сжигаемого за испытания, расходование ресурса двигателя (за счет времени и уровня отлаженной в процессе стендовых испытаний температуры газов перед турбиной). В связи с этим в серийном производстве актуальна задача поиска оптимальной методики отладки, которая позволяла бы при минимальных затратах топлива и времени получать оптимальные для конкретных условий параметры двигателя.

Рассмотрим отладку двигателей на этапе приемосдаточных испытаний с помощью двух основных факторов, используемых в серийном производстве двухвальных ТРДД с регулируемым соплом: степени понижения давления в турбинах $\pi_{T\Sigma}^*$ и частоты вращения ротора низкого давления n_1 .

На основе данных, полученных в серийном производстве, можно сделать

вывод, что в отладке нуждаются около 90% вновь изготовленных двигателей.

Очевидно, что при использовании двух регулирующих факторов $\pi_{T\Sigma}^*$ и n_1 возможны следующие варианты:

- 1) изменение $\pi_{T\Sigma}^*$ при некотором постоянном значении n_1 ;
- 2) изменение n_1 при некотором постоянном значении $\pi_{T\Sigma}^*$;
- 3) одновременное изменение $\pi_{T\Sigma}^*$ и n_1 .

Выполнен анализ этих вариантов. Выводы основываются на статистических материалах результатов приемо-сдаточных испытаний серийных двигателей и расчетах, выполненных в программных комплексах.

Изменение основных параметров двигателя будем определять с помощью метода малых отклонений [2]. Суть метода заключается в том, что зависимость основных параметров двигателя от независимых переменных (в данном случае этими переменными являются $\pi_{T\Sigma}^*$ и n_1) представляется в виде линейной модели, т.е. в виде

$$X_{изм} = X_{исх} + \frac{\partial X}{\partial n_1} \cdot \Delta n_1 + \frac{\partial X}{\partial \pi_{T\Sigma}^*} \cdot \Delta \pi_{T\Sigma}^*, \quad (2)$$

где $X_{изм}$ и $X_{исх}$ - соответственно параметры двигателя после и до изменения (Δ) $\pi_{T\Sigma}^*$ и n_1 , $\partial X / \partial n_1$ и $\partial X / \partial \pi_{T\Sigma}^*$ - так называемые коэффициенты влияния.

В исследовании используются расчетно-экспериментальные коэффициенты влияния. Необходимо отметить, что использование метода малых отклонений оправдано тем, что величины отклонений параметров,

требующих корректировки, достаточно малы по сравнению с самими величинами параметров.

Функцией цели при оптимизации отладки параметров двигателя является следующее условие: сумма квадратов отклонений заданных $i=1..k$ параметров от заданных, в рассматриваемом случае средне-статистических значений X_{cp} , должна быть минимальна.

Задача в математической постановке имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} n_{1\min} &\leq n_{1изм} \leq n_{1\max} \\ \pi_{T\Sigma\min}^* &\leq \pi_{T\Sigmaизм}^* \leq \pi_{T\Sigma\max}^* \\ X_{1\min} &\leq X_{1изм} \leq X_{1\max} \\ &\dots\dots\dots \\ X_{k\min} &\leq X_{kизм} \leq X_{k\max} \\ \sum_{i=1}^k (X_{iизм} - X_{i\text{cp}})^2 &\rightarrow \min \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Исследование различных вариантов отладки проводилось только для трех основных параметров: тяги, удельного расхода топлива и температуры газов перед турбиной. В качестве исходных, условно считающихся «до отладки», приняты данные, полученные по серийному технологическому процессу отладки, т.е. фактически соответствующие действующим нормам ТУ.

Критериями эффективности метода являются среднеквадратичное отклонение (СКО) параметров и их принадлежность допустимым нормам ТУ [3]. Результаты расчета представлены в табл. 3.

Таблица 3. Результаты расчета

Варианты	СКО R , кгс	СКО $C_{уд}$, кг/(кгс·ч)	СКО $T_{г}^*$, K	Доля двигателей, не соответствующих ТУ, %
Исходные данные	59,5	0,0086	14,0	0
1 вариант	92,3	0,0079	14,9	14 (10 по R , 1 по $C_{уд}$, 3 по $T_{г}^*$)
2 вариант	95,4	0,0076	13,6	14 (9 по R , 2 по $C_{уд}$, 3 по $T_{г}^*$)
3 вариант	19,8	0,0051	10,4	0
4 вариант	11,4	0,0045	14,0	0

Как видно из табл. 3, результаты, полученные при выполнении отладки одним только регулирующим параметром, не удовлетворяют поставленным условиям, исполь-

зование первых двух вариантов неприемлемо.

Результаты отладки по 3-му варианту представлены также в виде гистограмм параметров до и после оптимизации отладки на

рис. 5 и 6. Для наглядности гистограммы распределений одноименных параметров помещены друг над другом с одинаковым масштабом. Как видим, новые значения параметров лежат в допустимых диапазонах и, кроме того, их отклонения от среднестатистических значений уменьшились для всех параметров, для которых проводилась отладка.

В соответствии с первыми двумя условиями выражения (3) регулирующие параметры остаются в существующих пределах, однако характер распределения их меняется: от близкого к нормальному, в исходном варианте, к более равномерному при оптимальной отладке (предпочтительнее отладка с более высокой частотой вращения).

На практике не все отлаживаемые параметры имеют одинаковую значимость. В связи с этим можно ввести весовые коэффициенты. Для тяги и удельного расхода эти коэффициенты, допустим, равны 1, для менее значимых, некритичных параметров они могут быть меньше 1. Такая задача в математической формулировке будет иметь вид, практически совпадающий с выражением (3), целевая функция будет изменена:

$$\sum_{i=1}^k W_i \cdot (X_{i \text{ изм}} - X_{i \text{ ср}})^2 \rightarrow \min, \quad (4)$$

где W_i - весовой коэффициент i -го параметра.

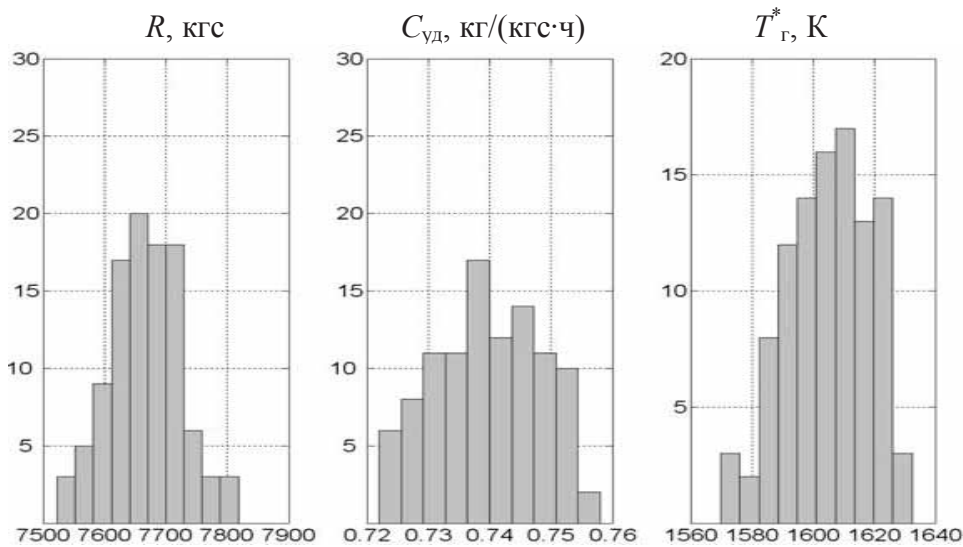


Рис. 5. Распределение регулируемых параметров до отладки

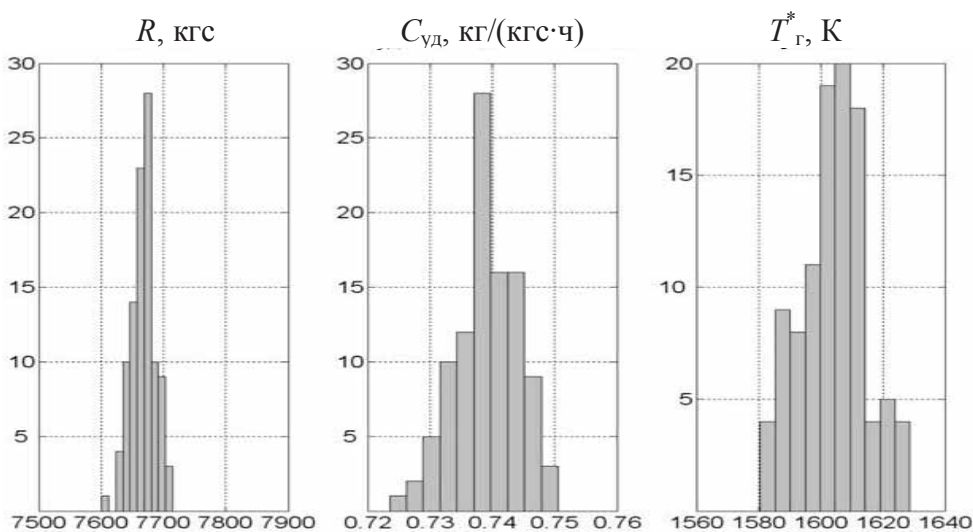


Рис. 6. Распределение регулируемых параметров после отладки

Например, уменьшив вес параметра $T_{г}^*$ до 0,1 (см. табл. 3, вариант 4), можно оста-

вить исходную величину СКО 14К, при этом СКО других параметров еще более сократятся.

Из всего вышеизложенного следует, что данная методика позволяет проводить более качественную отладку двигателей. За счет сужения диапазона рассеивания основных параметров повышаются функциональные качества двигателей и надежность. Автоматизированная программа оптимальной отладки не только не повышает, но даже сокращает трудоемкость испытаний, уменьшая число возможных регулировок.

Библиографический список

1. Волик, А.А. Контроль и нормирование параметров авиационного двигателя большого ресурса для многоцелевого самолета

[Текст]: дис. ... канд. техн. наук : 05.07.05 : защищена 15.09.09 : утв. 25.12.09 / Волик А. А. — Уфа, 2009.— 134 с.

2. Черкез, А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений [Текст] / Черкез А. Я. — М. : Машиностроение, 1975 — 276 с.

3. Розанов, Ю.А. Теория вероятностей, случайные процессы и математическая статистика [Текст]: учебник для вузов по спец. «Математика» и «Физика»/ Ю.А. Розанов — 2-е изд., доп. — М. : Наука, 1989— 312 с.

4. Базара, М. Нелинейное программирование: Теория и алгоритмы [Текст] / М. Базара; пер. с англ. Т.Д. Березневой, В.А. Березнева; под ред. Д. Б. Юдина — М. : Мир, 1982 — 583 с.

IMPROVING THE QUALITY PARAMETERS OF SERIAL DEBUG TWO SPOOL MIXED FLOW TURBOFAN

© 2011 A. A. Volik¹, Kh. S. Gumerov², R. Z. Khabibullin², R. B. Khayrullin²

¹JSC «UMPO»

²Ufa state aviation technical university

The technique of optimal debug engines to stage the acceptance tests. Investigate the change of the basic parameters of the engine when changing atmospheric conditions. The study is based on data received in mass production.

Aircraft engine, acceptance testing, optimization, changing weather conditions.

Информация об авторах

Волик Андрей Александрович, кандидат технических наук, заместитель начальника сборочного цеха ОАО «Уфимское моторостроительное производственное объединение». Область научных интересов: проектирование и доводка авиационных двигателей.

Гумеров Хайдар Сагитович, доктор технических наук, профессор кафедры авиационных двигателей Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: profgumerov@yandex.ru. Область научных интересов: проектирование и доводка авиационных двигателей.

Хабидуллин Рустем Зуфарович, студент Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: rs_habibullin@mail.ru. Область научных интересов: проектирование и доводка авиационных двигателей.

Хайруллин Руслан Борисович, аспирант кафедры авиационных двигателей Уфимского государственного авиационного технического университета. E-mail: r.b.khayrullin@rambler.ru. Область научных интересов: проектирование и доводка авиационных двигателей, испытания авиационных двигателей.

Volik Andrei Aleksandrovich, Candidate of Engineering Science, deputy head of assembly shop JSC «UMPO». Area of research: design and finishing of aircraft engines.

Gumerov Khaidar Sagitovich, Doctor of Engineering Science, professor of the department aviation engines of Ufa state aviation technical university. E-mail: profgumerov@yandex.ru. Area of research: design and finishing of aircraft engines.

Khabibullin Rustem Zufarovich, student of of Ufa state aviation technical university. E-mail: rs_habibullin@mail.ru. Area of research: design and finishing of aircraft engines.

Khayrullin Ruslan Borisovich, postgraduate student of the department aircraft engines of Ufa state aviation technical university. E-mail: r.b.khayrullin@rambler.ru. Area of research: design and finishing of aircraft engines, aircraft engine testing.

РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ БЕСКОНТАКТНОГО ПАЛЬЧИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

© 2011 Ю. М. Темис, А. В. Селиванов, И. Ю. Дзева

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

Разработаны модели и методы расчёта пальчиковых уплотнений с учётом деформации их элементов под действием газовых сил. Построенные модели имеют различный уровень детализации, что позволяет использовать их как для быстрых предварительных расчётов, так и для полного анализа уплотнения с учётом всех особенностей. На основе разработанных моделей проведено расчётное исследование пальчикового уплотнения и показана его эффективность и работоспособность. Рассмотрены различные конструктивные модификации пальчикового уплотнения, включая изменение подъёмной площадки и формы пальчиков.

Пальчиковое уплотнение, утечка, НДС, математическое моделирование.

Введение

Для снижения утечек газа через зазоры в области сопряжения неподвижных и вращающихся деталей в газотурбинной технике используют контактные или бесконтактные уплотнения. Контактные уплотнения создают зону постоянного контакта между сопряжёнными и уплотняющими деталями, полностью перекрывая радиальный зазор. Они обеспечивают высокую степень герметизации, однако наличие трения между элементами приводит к их быстрому износу. В бесконтактных уплотнениях уплотняющее действие осуществляется за счёт гидравлического сопротивления при движении газа в каналах при наличии гарантированного зазора между деталями. Несмотря на то что уровень утечек через бесконтактные уплотнения, как правило, выше, они широко используются в ГТД и ГТУ, так как обладают неоспоримым преимуществом – высокой надёжностью и большим ресурсом работы.

Стандартом бесконтактных уплотнительных систем являлись лабиринтные уплотнения, однако в последнее время происходит активное внедрение новых высокоэффективных уплотнений, что позволяет повысить рабочие характеристики двигателя и снизить удельный расход топлива. Ключевым моментом при разработке новых уплотнений является повышение их герметизирующих свойств при условии сохранения требуемого ресурса и надёжности. Одним из конструктивных решений, удовлетворяющих этим требованиям, являются бесконтактные пальчиковые уплотнения, принцип работы

которых заключается в балансировке гибких пальчиков на тонкой газовой плёнке над ротором. Толщина плёнки очень мала, поэтому утечка через пальчиковое уплотнение в два-три раза меньше, чем через лабиринтное уплотнение.

Очевидно, что при расчёте пальчиковых уплотнений необходимо использовать методы многодисциплинарного математического моделирования для учёта взаимодействия потока газа и гибких пальчиков. Представленная статья посвящена разработке моделей и методов такого анализа для определения характеристик пальчикового уплотнения задней опоры КНД. На основании расчётов проанализирована работа этого уплотнения, а также рассмотрены различные конструктивные решения для повышения его эффективности и работоспособности.

Конструкция пальчикового уплотнения

Бесконтактное пальчиковое уплотнение представляет собой сборку из двух тонких кольцевых пластин с прорезями, закреплённых по внешнему диаметру между стенками корпуса (рис. 1). Прорези в пластинах образуют ряд отдельных гибких элементов, называемых пальчиками, которые могут перемещаться под действием газовых сил. При сборке уплотнения пластины поворачивают относительно друг друга так, чтобы пальчики последующей пластины перекрывали прорези предыдущей, что предотвращает прямую утечку газа. На пальчиках задней (по потоку) пластины выполняют подъёмные площадки, вытянутые в осевом направлении.

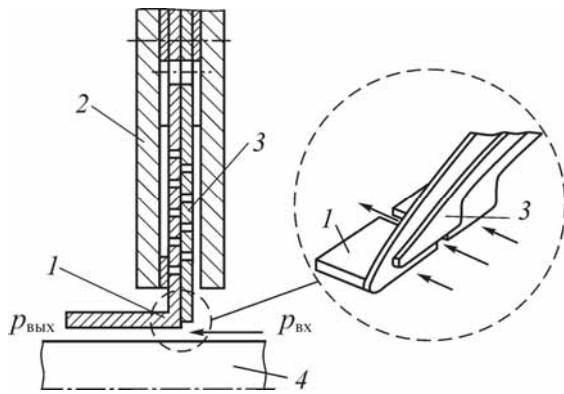


Рис. 1. Бесконтактное пальчиковое уплотнение [1]: 1 – пальчики с площадками; 2 – корпус; 3 – пальчики передней пластины; 4 – ротор

Ключевым моментом в обеспечении работоспособности бесконтактного пальчикового уплотнения является балансировка пальчиков в потоке газа. Принцип этой балансировки основан на возникновении сил газостатического и газодинамического давления в зазоре под площадками, которые уравнивают силы реакции при деформировании пальчиков и силы внешнего давления, действующие на уплотнение со стороны газа в полости. При увеличении радиуса ротора (вследствие действия центробежных или тепловых нагрузок) зазор под площадками уменьшается, что ведёт к увеличению подъёмной силы и, соответственно, к перемещению пальчиков в направлении от ротора. Наступление баланса сил определяет новое положение площадок и рабочий зазор.

Настройка уплотнения на требуемый уровень перемещений возможна как за счёт управления жёсткостью пальчиков (путём изменения их формы или материала), так и посредством профилирования канала под подъёмными площадками для изменения действующих аэродинамических усилий. Правильный выбор и согласование всех конструктивных параметров уплотнения, включая выбор монтажного зазора/натяга, позволяет обеспечить бесконтактную работу с малым зазором на различных режимах работы двигателя.

Для решения этой задачи «многопараметрического выбора» необходимо применение моделей и методов междисциплинарного математического моделирования. В первом приближении можно пренебречь течением газа в зазорах между соседними пальчиками, сосредоточив основное внима-

ние на течении газа под площадками. Тогда с учётом окружной симметрии в расчётную схему пальчикового уплотнения войдут: пальчик с подъёмной площадкой, газовый слой между ним и ротором и примыкающие пальчики передней пластины.

Моделирование течения газа

Вследствие малости радиального зазора между ротором и пальчиками расчёт течения газа в пальчиковом уплотнении был проведен на основе решения уравнения Рейнольдса для газовой смазки [2]:

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(p \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial s} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(p \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\omega R \frac{\partial (ph)}{\partial s},$$

где p – давление газа; μ – динамическая вязкость; h – толщина газового слоя (зазор); s и z – окружная и осевая координаты; R – радиус ротора; ω – угловая скорость ротора. В качестве граничных условий задавались значения давления на входе и выходе из уплотнения ($p_{вх}$ и $p_{вых}$) и давления на боковых поверхностях ($p_b = p_{вых}$).

Для решения нелинейного уравнения Рейнольдса использовался метод конечных элементов в комбинации с методом Ньютона. Граничные условия учитывались методом штрафа, а само уравнение было обезразмерено для выравнивания порядков коэффициентов в разрешающей системе. Для реализации этого алгоритма был написан отдельный программный модуль, который может быть легко интегрирован в единую расчётную схему.

Дополнительно была разработана одномерная нестационарная модель, учитывающая изменение температуры, трение и другие эффекты, исключённые из рассмотрения в уравнении Рейнольдса. Эта модель основана на уравнениях неразрывности, движения и энергии, описывающих турбулентное течение газа в канале переменного сечения, и позволяет определить параметры жёсткости и демпфирования газового слоя под площадкой, которые необходимы для анализа аэроупругой устойчивости [3].

Для верификации разработанных 1D-2D моделей был проведен ряд трёхмерных расчётов в программном комплексе STAR-CD. С целью оптимизации вычислительных

затрат в расчётную область 3D модели были включены только зона течения под площадкой, примыкающие к ней зазоры и области течения под передними пальчиками. Сетка имела сгущения к поверхностям сопряжения с твердым телом, на которых задавались нулевые скорости для статорных деталей и угловая скорость для поверхности ротора. В качестве остальных граничных условий задавались осевой перепад давлений, циклическая симметрия по окружной координате, а также температура газа и закрутка на входе в

уплотнение. Погрешность по интегральным показателям (равнодействующая сил давления, точка её приложения и др.) между моделями различного уровня детализации была ниже 5%, что позволило сделать вывод о допустимости использования упрощённых подходов.

Расчитанные распределения давления газа передавались в виде граничных условий в блок расчёта НДС и перемещений пальчиков.

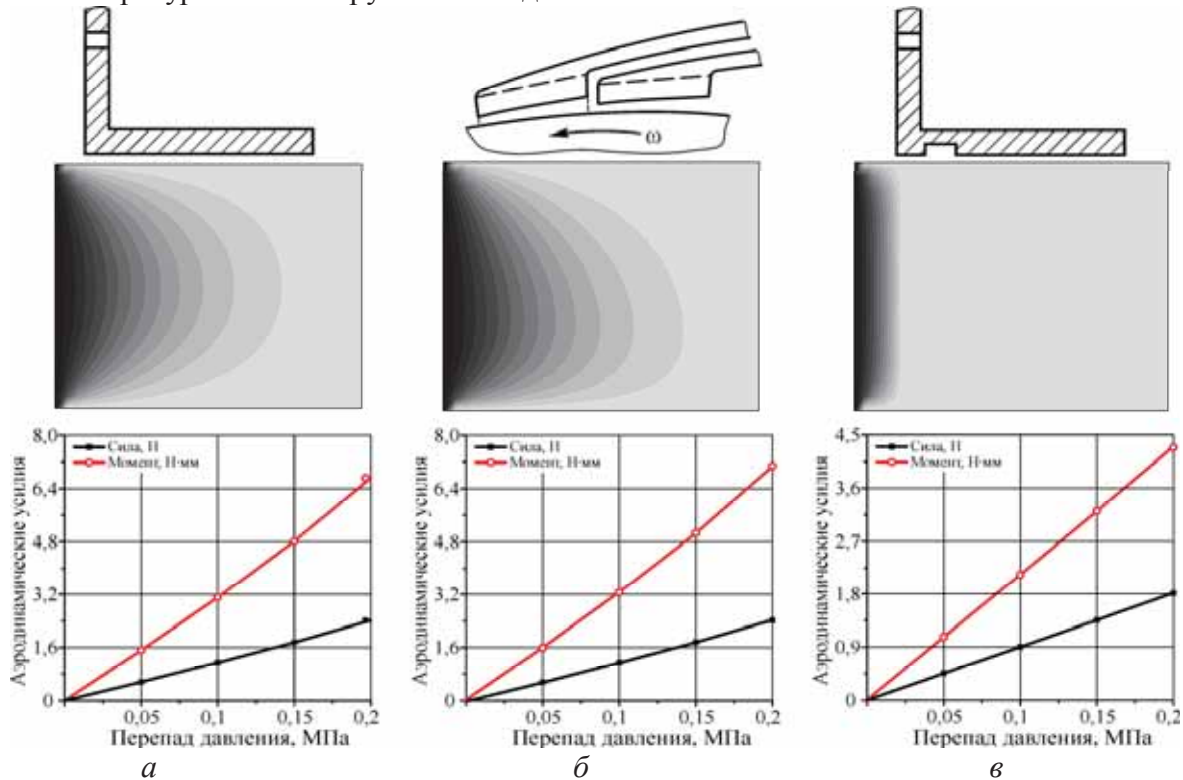


Рис. 2. Результаты расчёта течения газа в пальчиковом уплотнении:
 а – типовая площадка; б – наклонная площадка; в – площадка с кольцевой канавкой

При расчёте течения было отмечено, что под передними пальчиками практически не происходит падения давления, а весь перепад срабатывается под подъёмной площадкой. Этот эффект объясняется наличием ступеньки между передними и задними пальчиками, образовавшейся за счёт конструктивного увеличения внутреннего диаметра передней пластины. На рис. 2 показаны распределения давления под площадкой и графики изменения газовых усилий для пальчикового уплотнения с типовой подъёмной площадкой (концентричная площадка с постоянным начальным зазором), наклонной площадкой и площадкой с кольцевой канав-

кой. Перемещения пальчиков под действием этих усилий показаны на рис. 5.

Как видно из графиков, величина подъёмной силы прямо пропорциональна перепаду давления. При этом для наклонной площадки эта сила максимальна, что объясняется возникновением дополнительной гидродинамической подъёмной силы (индуцированной вращением ротора) в сходящемся по окружности зазоре. Проведённое исследование показало, что наибольший гидродинамический эффект достигается при соотношении сторон окружного клина (отношение большего зазора к меньшему), равном 2,27. В работе [1] для несжимаемого газа было получено близкое значение оптимального клина –

2,19. Нанесение кольцевой проточки на внутреннюю поверхность подъёмной площадки приводит к выравниванию давления за ней, а весь перепад давления срабатывает на входном участке (рис. 2,б). Величина подъёмной силы в этом случае заметно меньше, чем для гладких площадок.

Расчёт НДС пальчиков

Для расчёта НДС и перемещений пальчиков уплотнения под действием газовых сил использовались два подхода. В первом подходе считалось, что площадка совершает перемещения и повороты как жесткое (недеформируемое) тело в результате перемещений и поворотов сечения F , в котором она крепится к ножке пальчика (рис. 3). К этому же сечению приводилось нагружение от газового слоя под площадкой: равнодействующая сил давления газа $R = \iint_D \Delta p(s, z) dsdz$ и векторный момент $M_R = \iint_D \mathbf{r} \times \mathbf{p} dsdz$, обусловленный переносом

точки приложения силы. Ножка моделировалась криволинейной консольной балкой $E-F$, заделанной у основания. Для повышения точности в модели учтено действие осевого перепада давления на пальчики (распределённая нагрузка q и сосредоточенная сила Q , приложенная в центре масс передней грани площадки) и введено понятие эффективной длины пальчика. Полная силовая схема балки представлена на рис. 3,а. Для вычисления перемещений и углов поворота использовался интеграл Мора [4].

Для проверки адекватности балочной модели и получения более полных результатов с учётом деформирования подъёмной площадки была построена трёхмерная конечно-элементная модель пальчика (рис. 3,б). Число конечных элементов в этой модели составило порядка 88 000, количество уравнений системы МКЭ – 230 000.

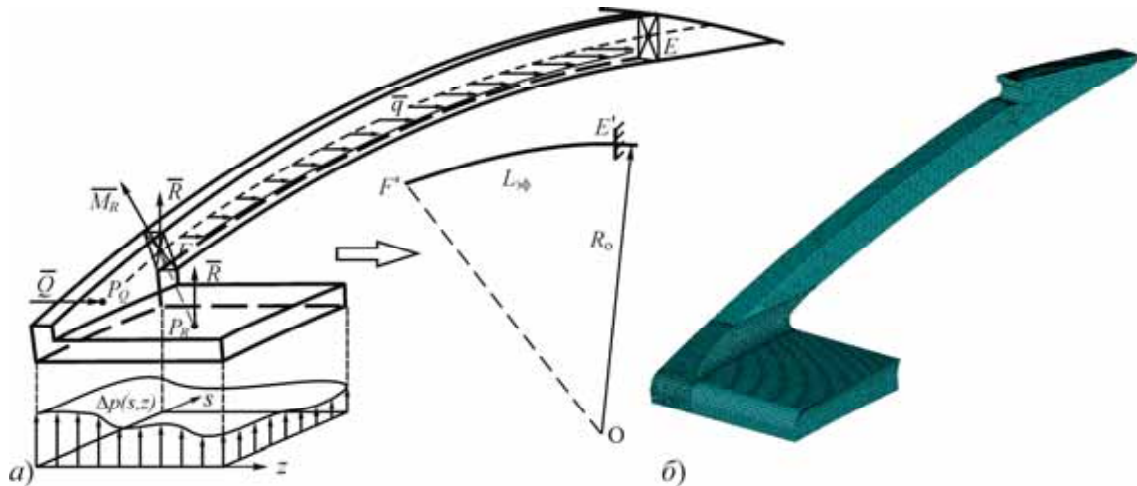


Рис. 3. Модели расчёта НДС пальчикового уплотнения: а – балочная модель пальчика; б – трёхмерная КЭ модель

Различие между перемещениями изолированного пальчика с площадкой, полученными по балочной и трёхмерной моделям, составило порядка 3-5%. При этом для точки F погрешность составила менее 0,5%, что говорит о корректности представления пальчика в виде криволинейной консольной балки и корректности переноса газодинамической нагрузки. Перемещения пальчика (отнесённые к величине начального зазора) под действием модельного распределения давления показаны на рис. 4. Преобладающими являются радиальные и осевые компоненты перемещений. Максимальные эквивалентные напряжения возникают в зоне нача-

ла прорези между пальчиками, в остальной области порядок напряжений гораздо ниже. При этом даже максимальные напряжения в зоне концентратора значительно ниже предела текучести материала.

На рис. 5 показаны относительные радиальные перемещения углов площадки (т. K, L, M, N) для различных перепадов давления. Видно, что уровень перемещений площадки с канавкой падает в два-три раза по сравнению с типовой площадкой за счёт выравнивания давления за канавкой и, соответственно, уменьшения подъёмной силы. Кроме того, меняется наклон площадки относительно поверхности ротора.

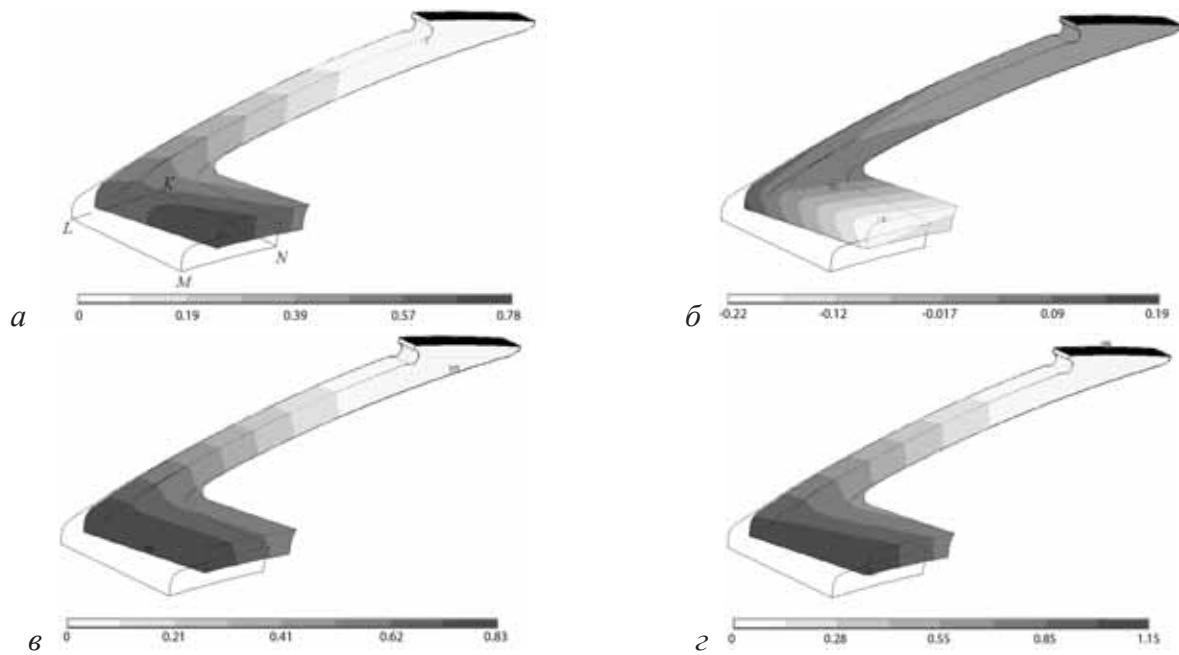


Рис. 4. Относительные перемещения пальчика:
а – радиальные; б – окружные; в – осевые; г – суммарные

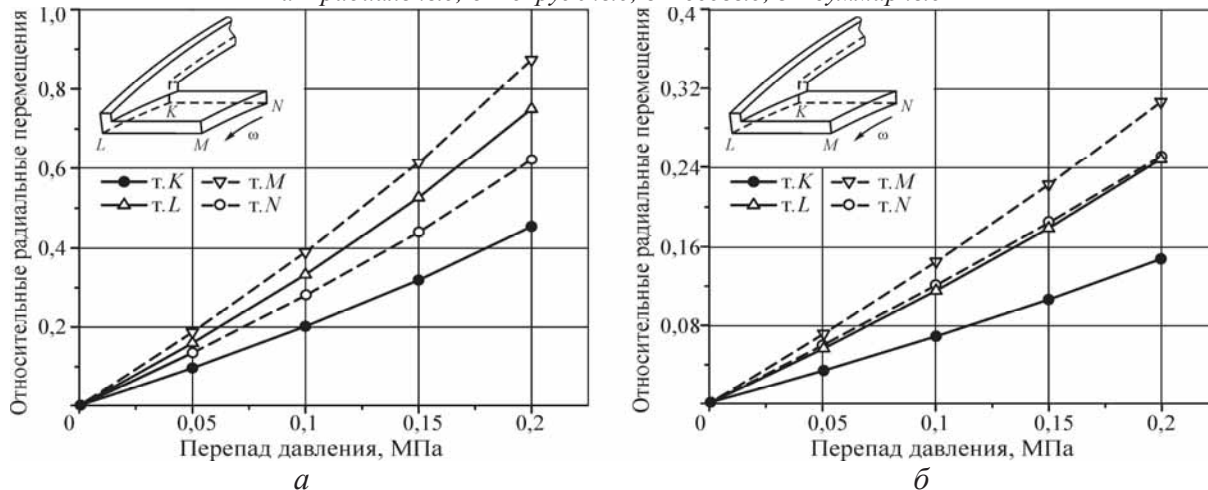


Рис. 5. Относительные радиальные перемещения угловых точек площадки в зависимости от перепада давления: а – типовая площадка; б – площадка с канавкой

Предварительные оценки утечки газа через пальчиковое уплотнение (без учёта протечек между пальчиками) показали, что её величина составляет порядка 0,006 кг/с для исходной геометрии канала и 0,02...0,03 кг/с для деформированного уплотнения (при перепаде давления 0,1 МПа). При этом оценка расхода газа через прямое лабиринтное уплотнение (с 4 гребнями и зазором над гребнями, равным зазору под передними пальчиками) по формулам Стодолы и Мартина даёт величину 0,06...0,066 кг/с.

Заключение

Результаты проведённого исследования подтвердили работоспособность и эффективность пальчикового уплотнения. Согласно полученным оценкам, уровень утечки газа

через это уплотнение в два-три раза меньше, чем через лабиринтное, поэтому внедрение пальчиковых уплотнений позволит заметно повысить эффективность узлов двигателя.

При проектировании пальчиковых уплотнений можно использовать широкий спектр конструкторских решений для настройки уплотнения на требуемый уровень перемещений: за счёт варьирования материала или формы пальчиков можно изменять их жёсткость, а за счёт профилирования зазора под площадками – изменять величину аэродинамической подъёмной силы. Математические модели, разработанные для анализа пальчикового уплотнения, могут быть адаптированы для исследования других типов перспективных уплотнений. При этом различный уровень детализации моделей по-

зволяет использовать их как для быстрых расчётов различных конструктивных вариантов, так и для анализа характеристик уплотнения с учётом всех особенностей. Вместе с тем необходимо дальнейшее исследование пальчикового уплотнения, включая проведение динамического анализа его работы и оценку аэроупругой устойчивости.

Библиографический список

1. Non-contacting Finger Seal Developments and Design Considerations: Thermofluid and Dynamics Characterization, Experimental / M.J. Braun, H.M. Pierson, D. Deng [et al] // NASA/CP-2005-213655/V.1, - pp. 181-208.

2. Temis, J.M. Contribution of bearing structure in gas turbine power unit rotor dynamics / J.M. Temis, M.J. Temis // Proc. of 3-rd Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery, 2005. Cleveland, USA, pp. 570–581.

3. Temis, J.M. Aeroelastic self-oscillations of plane channel wall / J.M. Temis, A.V. Selivanov // Proceedings of the 3rd Int. Conference «Nonlinear Dynamics» (21-24 Sept., 2010, Kharkov, Ukraine). Харьков: «ЭДЭНА», 2010. – pp. 421-426.

4. Прочность, устойчивость, колебания [Текст]: справочник в 3 т. Т. 1 / под общ. ред. И.А. Биргера, Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 831 с.

NUMERICAL INVESTIGATION OF A NON-CONTACTING FINGER SEAL

© 2011 Yu. M. Temis, A. V. Selivanov, I. Yu. Dzeva

Central Institute of Aviation Motors

Investigation multi-fields method is developed for estimation of finger seal performance. This method is comprised gas flow simulation and stress-deformed analysis. Mathematical models have different level of refinement and can be used both for fast optimizations and full analysis of the finger seal.

Finger seal, leakage, stress-strain state analysis numerical simulation.

Информация об авторах

Темис Юрий Моисеевич, доктор технических наук, профессор, начальник отдела математического моделирования Центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: междисциплинарное математическое моделирование; оптимизация, динамика и прочность конструкций; проблемы ресурса; численные методы; нелинейные проблемы пластичности, ползучести.

Селиванов Алексей Валерьевич, начальник сектора отдела математического моделирования Центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: междисциплинарное математическое моделирование; аэроупругие колебания; газовая динамика; теплообмен.

Дзева Иван Юрьевич, бакалавр Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, инженер Центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Область научных интересов: междисциплинарное математическое моделирование; динамика и прочность конструкций, газовая динамика.

Temis Yuriy Moiseevich, doctor of technical sciences, professor, head of Mathematical simulating department of Central Institute of Aviation Motors. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: multidisciplinary mathematical simulation; optimization, dynamic and strength of constructions; durability; numerical methods; nonlinear problem of plasticity and creep.

Selivanov Aleksei Valer'evich, sector leader of Mathematical simulating department of Central Institute of Aviation Motors. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: multidisciplinary mathematical simulation; aeroelastic vibrations; gas dynamics.

Dzeva Ivan Yur'evich, bachelor of Moscow State Technical University, engineer of Mathematical simulating department of Central Institute of Aviation Motors. Area of research: multidisciplinary mathematical simulation; dynamic and strength of constructions, gas dynamics.

УДК 621.822.5-9.001.24

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРА НА ГАЗОВЫХ ОПОРАХ

© 2011 Ю. М. Темис, М. Ю. Темис, А. М. Егоров, В. В. Гаврилов, В. Н. Огородов

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

Для создания расчетно-экспериментальной модели высокооборотного ротора на газовых опорах разработаны математическая модель динамики ротора и экспериментальный стенд с ротором на газовых опорах. Математическая модель ротора включает в себя модель вала и модель нелинейной опоры с газодинамическим лепестковым подшипником, которая рассматривает контакт четырех тел вал-газовая смазка-лепестки-обойма подшипника. Для проверки результатов математического моделирования и отладки работы трансмиссии малоразмерных газотурбинных установок (ГТУ) разработан испытательный стенд с ротором в газовых опорах. Проведены первые расчеты и экспериментальные исследования вращения ротора-имитатора в газовых опорах. Численно и экспериментально определены орбиты ротора в подшипниках и проведен их сравнительный спектральный анализ.

Газотурбинная установка, газодинамический подшипник, динамика ротора.

Введение

Малоразмерные стационарные ГТУ находят широкое применение в качестве источников энергии в различных отраслях промышленности. К одному из основных аспектов проектирования малоразмерных ГТУ можно отнести выбор типа и разработку опоры для высокооборотного ротора установки, которая способна обеспечить требуемый ресурс и грузоподъемность при ограничении на её габариты. В большинстве случаев подобным критериям отвечают подшипники скольжения с упругими лепестками, работающие в режиме газодинамической смазки [1]. В настоящее время активно изучаются характеристики как газодинамических опор, так и трансмиссии ГТУ в целом. Во многих работах представлены как численные [2, 3], так и экспериментальные исследования [4, 5]. Однако следует отметить, что большинство подобных исследований проводятся в лабораториях NASA и ассоциированных с NASA. Информация об этом большей частью ограничена и носит сугубо академический или рекламный характер. Поэтому необходима разработка собственной методики проектирования стационарных ГТУ с высокооборотными роторами на газовой смазке. Очевидно, что разработка подобной методики предполагает создание расчетно-экспериментальных моделей и методик исследований, что требует развития серии математических моделей узлов стационарной ГТУ и испытательных

стендов, позволяющих отрабатывать конструкции роторов и опор.

В настоящей работе описана методика проектирования малоразмерных стационарных ГТУ с высокооборотными роторами на газовых опорах. Проведено расчетно-экспериментальное исследование динамических характеристик малоразмерной газотурбинной установки с ротором в лепестковых подшипниках скольжения. Основным при разработке методики является: создание адекватной модели динамики ротора и разработка расчетных алгоритмов для максимально точного определения характеристик опор с газовой смазкой. Сложность задачи заключается в ее многодисциплинарном характере. Модель динамики ротора строится с учетом центробежной нагрузки на сборку ротора, а определение характеристик подшипников скольжения осуществляется при одновременном расчете течения газовой смазки в зазоре и упругого деформирования элементов подшипников. Для экспериментальных исследований разработан, изготовлен и испытан узел ротора-имитатора с высокооборотным ротором на газовых лепестковых подшипниках.

Модель ротора

Для численного исследования динамики ротора на газовых опорах разработана многодисциплинарная модель, включающая в себя модель вала, дисков и нелинейных опор [6-8]. Конечно-элементная модель ротора в неподвижной системе координат x ,

y, z описывается матричными уравнениями МКЭ вида

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C(\{U\}, \omega)]\{\dot{U}\} + ([K_R] + [K_S(\{U\}, \omega)])\{U\} = \{F\}, \quad (1)$$

где $\{U\}$, $\{\dot{U}\}$, $\{\ddot{U}\}$ – векторы перемещений, скоростей и ускорений узлов на оси ротора; $[K_R]$ – матрица жесткости вала, получаемая из локальных матриц жесткости конечных элементов вала; $[M]$ – матрица масс вала и присоединенных к нему деталей (дисков, вращающихся частей подшипников и уплотнений); $[K_S(\{U\}, \omega)]$ – матрица жесткости, учитывающая вклад опор и уплотнений и получаемая из локальных матриц жесткости опор и уплотнений; $[C(\{U\}, \omega)]$ – матрица, учитывающая влияние гироскопических моментов и демпфирования в опорах и уплотнениях; $\{F\}$ – вектор внешних сил.

Матрицы масс $[M]$ и жесткости $[K_R]$ не изменяются в процессе движения при заданной частоте вращения ротора. В отличие от них коэффициенты матриц $[K_S]$ и $[C]$ могут зависеть не только от скорости вращения ротора, но и от положения изогнутой оси вала в опорах. Коэффициенты матрицы $[K_S]$ определяются параметрами жесткости подшипников и уплотнений, аэродинамическими силами колес и жесткостью корпуса ГТУ. Гироскопические моменты, параметры течения рабочего тела (газа или воздуха) в уплотнительных устройствах и трение в подшипниках скольжения оказы-

вают влияние на коэффициенты матрицы демпфирования $[C]$. Таким образом, $[K_S]$ и $[C]$ являются матрицами общего вида, коэффициенты которых нелинейно зависят от текущего положения оси вала, частоты вращения и параметров смазки.

Уравнение (1) составлено для произвольной конечно-элементной модели ротора. В балочной модели инерционные характеристики присоединенных к валу деталей учитываются при помощи конечного элемента сосредоточенной массы. В объемной модели ротора вращающиеся детали моделируются при помощи объемных элементов, а в случае, если такой способ не применим, то при помощи стержневых элементов и элементов сосредоточенной массы.

Применение объемной модели ротора требует большого объема ресурсов компьютера. Решение одной статической задачи занимает существенно больше компьютерного времени, чем аналогичное решение для балочной модели. Поэтому применение объемных моделей роторов в задачах нестационарной динамики роторов, в особенности высокооборотных, когда за один оборот для получения представления об орбитах ротора необходимо просчитать от 10 до 1000 шагов по времени, приводит к неограниченному увеличению времени расчета. Для уменьшения времени расчета в данной работе применена балочная модель ротора (рис. 1).

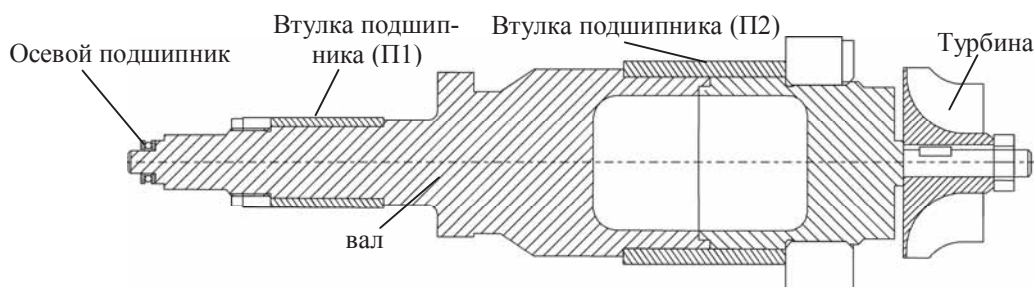


Рис. 1. Схема ротора на газодинамических лепестковых подшипниках

Объемная модель ротора используется для моделирования взаимодействия деталей ротора при сборке, раскрутке до рабочих оборотов и для определения собственных частот. По результатам расчетов для объемной модели производится верификация и доводка балочной модели, что позволяет в расчетах нестационарной

динамики использовать «быструю» балочную модель с высокой точностью.

Модель опоры

При разработке конечного элемента опоры предполагается, что жесткостные и демпфирующие свойства смазки и корпусных деталей опоры последовательно включены в общий конечный элемент опоры.

Элемент моделирует жесткостные и демпфирующие свойства слоя смазки, подшипника и корпуса опоры. Суммарный вектор реакции опоры $\{R_{sup}\}$, действующей на ротор, можно представить в виде зависимости от вектора перемещений шейки вала $\{U_j\}$:

$$[K_{sup}]\{U_j\} = \{R_{sup}^u\},$$

где $[K_{sup}] = ([K_b]^{-1} + [K_c]^{-1})^{-1}$ матрица жесткости специального конечного элемента опоры включающая матрицы: $[K_b]$ матрица жесткости слоя смазки, учитывающая деформации лепестков в подшипнике; $[K_c]$ матрица жесткости корпуса опоры. Вектор результирующих демпфирующих сил $\{R_{sup}^d\}$ действующих на ротор, можно представить в виде зависимости от вектора скорости перемещений шейки вала $\{\dot{U}_j\}$:

$$\{R_{sup}^d\} = [C_b]\{\dot{U}_j\},$$

где $[C_b]$ матрица демпфирования слоя смазки, учитывающая деформации лепестков в подшипнике.

Коэффициенты матрицы $[K_c]$ определены при расчете жесткости конструкции опоры подшипника. Вычисление жесткости корпуса ГТУ в местах установки подшипников может быть выполнено с использованием метода конечных элементов (рис. 2,а). Степень детализации конечно-элементной модели зависит от конструкции и жесткости корпуса ГТУ. Для разрабатываемого испытательного стенда вычисление жесткости корпуса в местах расположения опор осуществлено при помощи оболочечной модели (рис. 2,а).

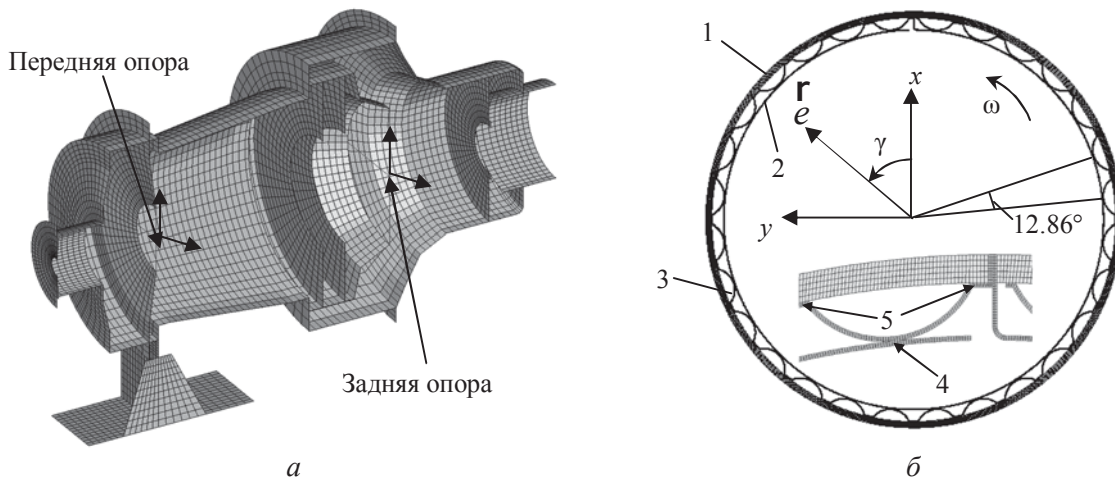


Рис. 2. КЭ модели опоры корпуса (а) и подшипника (б): 1 – обойма; 2 – фольговый элемент; 3 – гофрированный элемент, 4 – зоны контакта 1, 5 – зоны контакта 2

Давление газа в зазоре между упругим кольцом и шейкой вращающегося вала и обусловленное им деформированное состояние упругих элементов подшипника определяют основные характеристики опоры, такие как связь подъемной силы с положением шейки вала в подшипнике, характеристики жесткости и демпфирования в системе газовая смазка – упругие элементы конструкции опоры.

Для определения коэффициентов матрицы $[K_b]$ решена многодисциплинарная задача упругогазодинамического контакта, включающая в себя задачи расчета характеристик газовой смазки в зазоре, сформированном шейкой вала и деформированным лепестковым элементом и задачи определе-

ния вклада радиальных деформаций лепесткового и гофрированного элементов в изменение формы зазора под действием давления газовой смазки. Общая схема, уравнения и их численные реализации для решения задачи расчета характеристик лепесткового газодинамического подшипника представлены в [6-8]. В настоящей работе используются те же модели для определения параметров подшипника с учетом упругогазодинамического контактного взаимодействия между слоем газовой смазки и лепестковым элементом, между лепестковым и гофрированным элементами, а также между гофрированным элементом и обоймой подшипника. Расчет течения газа в зазоре в подшипнике проводится на основе решения нелинейного

уравнения Рейнольдса для сжимаемой смазки. Контактное взаимодействие между упругими элементами в подшипнике моделируют специализированные контактные конечные элементы, позволяющие учесть дискретность контактных условий.

Рассматриваемый лепестковый газодинамический подшипник (рис. 2,б), представляет стальную обойму, в которой установлен упругий гофрированный амортизатор и опирающееся на него разрезное упругое кольцо. Для радиального подшипника толщина слоя газовой смазки определяется соотношением:

$$h(s, z, t) = h_{geom}(s, z, t) + h_{def}(s, z, t),$$

где h_{geom} – начальная форма зазора, определяемая геометрией поверхностей скольжения и перемещениями шейки вала; h_{def} – вклад в изменение зазора от радиальных деформаций упругих элементов подшипника под действием давления газа в зазоре. Относительные смещения поверхностей скольжения как абсолютно жестких и деформации упругих элементов от действия на них давления газа в зазоре $p(s, z, t)$ учитываются при вычислении зазора $h(s, z, t)$.

Для расчета напряженно-деформированного состояния лепесткового подшипника с деформируемыми упругими элементами разработана модель, представленная на рис. 2,б [6-8]. Расчеты проводились для значений относительных эксцентриситетов шейки

вала $\chi = 0.1-0.8$ для направлений смещения шейки вала в подшипнике в диапазоне значений угла $\gamma = 154.28^\circ-218.58^\circ$ с шагом 6.43° (рис. 2,б). Для каждой величины и направления эксцентриситета организован итерационный процесс расчета совместной задачи течения смазки в подшипнике и деформаций лепестков.

В результате расчетов получены распределения зазора и давлений для лепесткового подшипника. При этом в лепестковом подшипнике, в зоне нагнетания смазки зазор увеличивается за счет продавливания фольгового элемента между гофрами. В то же время в зоне разряжения фольговый элемент отгибает от гофра, за счет чего уменьшается зона разряжения. Так как жесткость фольгового элемента растет по мере приближения к точке его закрепления, то в зоне разрежения вблизи места защемления лепестка уменьшается величина отгибания фольгового элемента от гофра и соответственно значение зазора между фольговым элементом и валом увеличивается. Интегральные характеристики подшипника (безразмерная подъемная сила $[Q]$ и угол φ между направлениями смещения шейки вала и подъемной силы) представлены на рис. 3 в зависимости от относительного эксцентриситета для различных направлений смещения шейки вала в подшипнике.

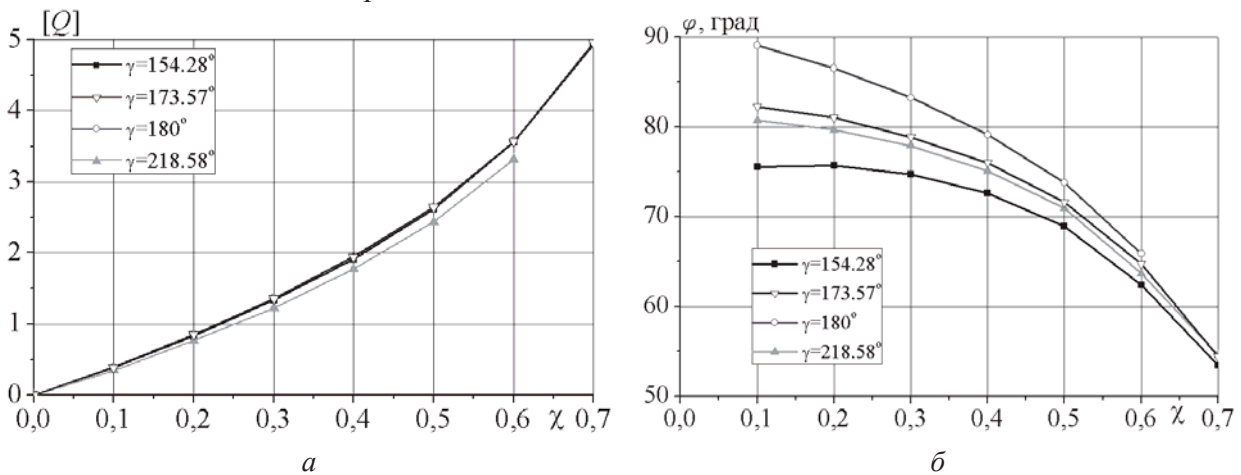


Рис.3. Характеристики жесткости подшипника: подъемная сила в подшипнике (а) и угол между направлениями подъемной силы и перемещения шейки вала (б)

Податливость конструктивных элементов подшипника приводит к неравномерному распределению напряжений в гофрированном и лепестковом элементах. В зоне

действия максимального давления лепестковый элемент прижимается к гофрированному. При этом максимальное напряжение

изгиба в лепестковом элементе составляет около 50 МПа.

Динамика ротора

Исследование динамики ротора ГТУ на газодинамических подшипниках скольжения представляет собой комплексную проблему, в рамках которой в данной работе решаются задачи расчета НДС в сборке ротора при разгоне, определяются собственные частоты и формы колебаний ротора и проводится численное моделирование нелинейной динамики ротора в зависимости от параметров конструкционного демпфирования и величин дисбаланса ротора.

Анализ НДС в сборке ротора при его разгоне вплоть до максимальных рабочих оборотов проводится с использованием осесимметричной модели. Целью расчета явля-

ется определение уровня напряжений и перемещений в сборке ротора при его раскрутке до максимальных оборотов. Центробежная нагрузка, прикладываемая к ротору в предположении абсолютно сбалансированного ротора с нулевым дисбалансом, по шагам увеличивается до максимального рабочего значения. Расчетный коэффициент запаса по эквивалентным напряжениям в конструкции при раскрутке до максимальной рабочей частоты вращения гарантировано больше 1.4.

Для исследования динамики были созданы балочная и объемные модели ротора, с использованием которых определены собственные частоты и формы колебаний ротора (рис. 4).

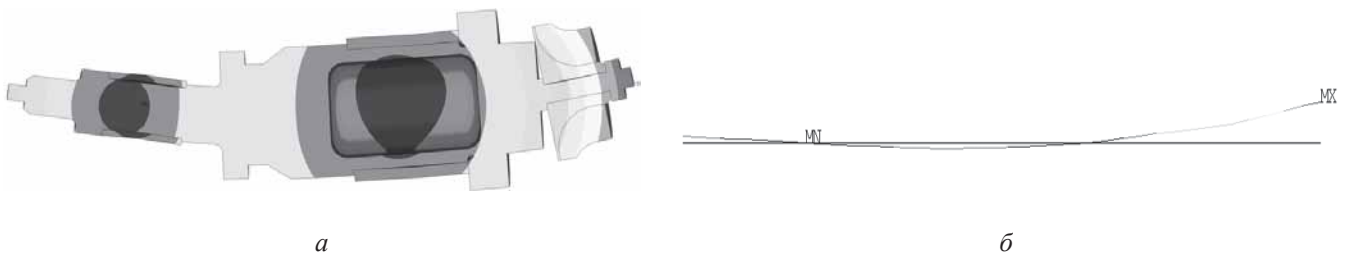


Рис. 4. Сравнение 1-х собственных форм колебаний ротора для различных КЭ моделей: объемной (а) и балочной (б)

Балочная модель ротора (рис. 4,б) уточнена по результатам анализа собственных частот и форм колебаний объемной модели (рис. 4,а). При этом подобраны эквивалентные массы деталей конструкции и жесткости соединений. Уточнение балочной модели ротора с использованием объемной модели приводит к хорошему соответствию первых трех изгибных собственных частот обеих моделей. Отличие в результатах расчета составляет менее 3%. Это позволяет в расчетах нестационарной динамики ротора использовать балочную модель, эквивалентную объемной. При определении собственных частот получено, что влияние гироскопических моментов на величины собственных частот составляет менее 10%.

Исследование динамических характеристик ротора на лепестковых подшипниках проведено для различных значений дисбаланса ротора, конструкционного демпфирования системы и вязкости смазки, характеризующей температурное состояние опоры. Определены траектории движения ротора в опорах и проведен их спектральный анализ. Орбиты движения вала в подшипнике задней опоры и их спектрограмма во время разгона ротора от 100 до 1000 Гц при начальном дисбалансе 0.0005 кг/см и конструкционном демпфировании в опорах $\beta = 0.002$ и $\beta = 0.004$ представлены на рис. 5.

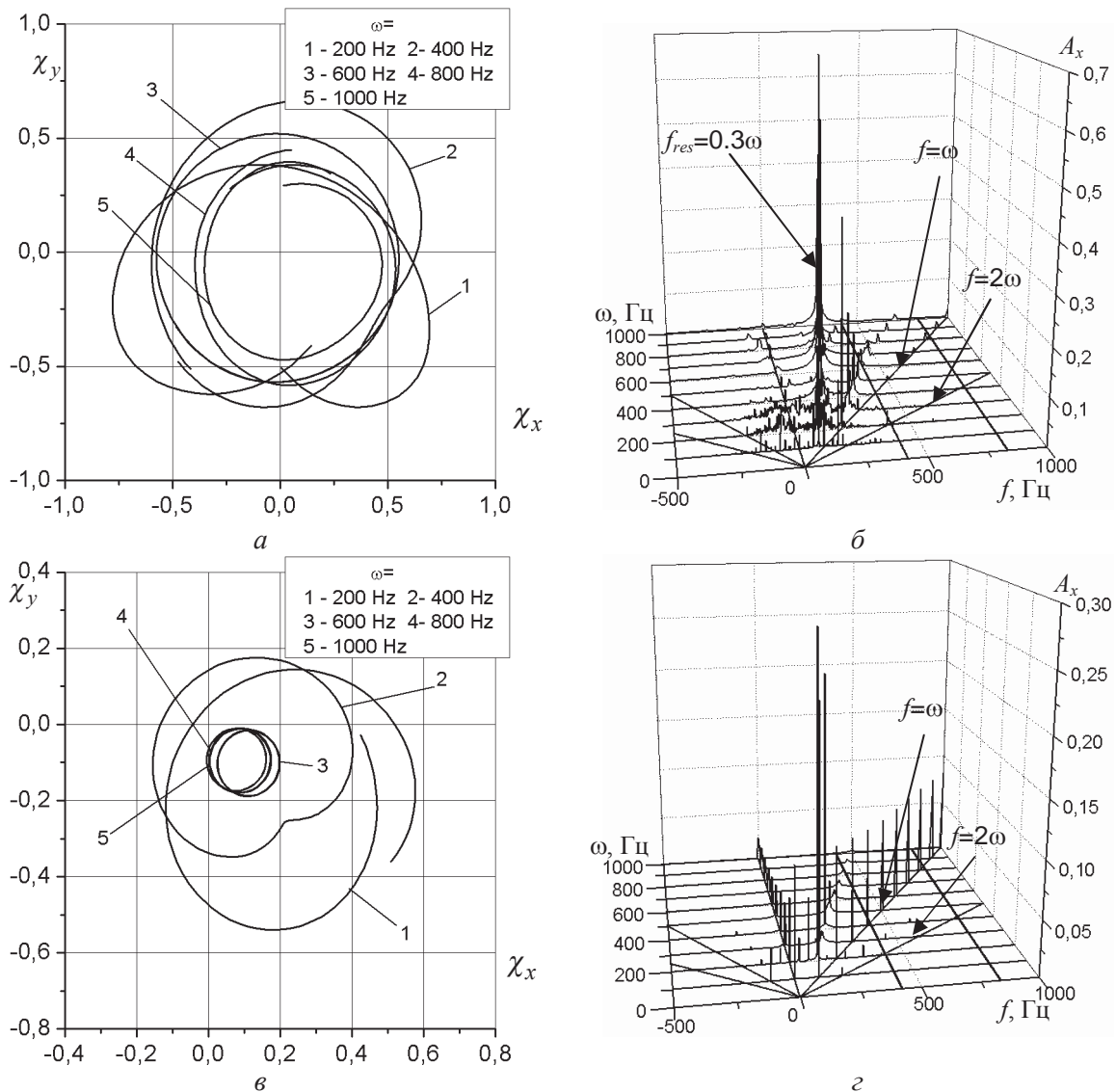


Рис.5. Разгон ротора при $\beta = 0.002$ (а,б) и $\beta = 0.004$ (в,г): орбиты вала в подшипнике (а,в) и спектрограммы орбит (б,г)

Экспериментальный стенд

Для экспериментального определения статических и динамических характеристик газодинамических подшипников скольжения и верификации математических моделей, описывающих рабочий процесс в газодинамическом подшипнике и динамику ротора на газовых опорах, разработан и испытан узел ротора-имитатора ВГТД ТА-20 (рис. 6). Выполнены экспериментальные исследования характеристик установки во время разгона, выхода на стационарный режим и останова ротора имитатора для трех схем опирания: на два подшипника качения; один подшипник качения и один газодинамический подшипник; два газодинамических подшипника.

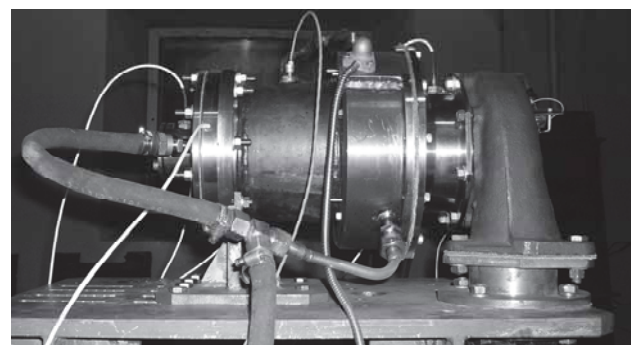


Рис.6. Испытательный стенд

Частота вращения ротора измерялась датчиком Холла ИHRM12P1501, расположенным в среднем корпусе статора в специальном резьбовом отверстии. На валу в зоне расположения датчика выполнены четыре зубца. Для испытаний разработана система отключения подачи сжатого воздуха на турбину при достижении определённой час-

тоты вращения ротора, что позволило управлять частотой вращения ротора. При превышении ограничивающей частоты вращения специальной программой от управляющего компьютера выдавался сигнал отключения подачи воздуха на отсечной кран с дистанционным управлением. Поступление сжатого воздуха на турбину прекращалось и её вращение замедлялось. При удержании управляющей кнопки в нажатом состоянии и при снижении оборотов ниже ограничивающей частоты компьютер выдавал управляющий сигнал включения подачи воздуха на отсечной кран с дистанционным управлением.

Радиальные перемещения ротора в зоне радиальных подшипников измерялись в двух плоскостях: вертикальной и горизонтальной. Использовались высокочастотные вихревые датчики перемещений S2 фирмы «MICRO-EPSILON» с системой обработки eddy NCDT 3010. Разрешающая способность датчиков составляет 0.2 мкм, а динамическая разрешающая способность - 2 мкм. Датчик устанавливается с зазором от измеряемой детали 0.1 мм. Частотная характеристика вихревых датчиков S2 составляет 25 кГц, диапазон измерения - 0-2.0 мм и погрешность, обусловленная нелинейностью характеристик датчи-

ка $\pm 0.25\%$. С датчиков перемещений S2 сигнал по специальному кабелю поступал на измерительный контроллер DT3010-M, а с него по соединительному кабелю на модуль АЦП E14-440D, а потом на регистрацию и обработку на компьютер. Регистрация и обработка данных с датчиков выполнялась в реальном времени с помощью программы Power Graph 3.3 professional. Применение такого подхода с использованием датчиков этого типа позволяет определять орбиту движения вала за один его оборот.

Все вихревые датчики перед установкой в испытательный стенд проходили индивидуальную калибровку и линеаризацию на специальной калибровочной установке. Это позволяет достигнуть максимальной точности системы и адаптировать систему под конкретные материалы объекта, площади и формы объектов и величины их перемещений. При испытаниях использовались вихревые датчики S2 с системой eddyNCDT 3010, настроенные на ферромагнитные объекты круглой формы с диаметрами измеряемых поверхностей, соответственно \square 24 мм – сталь 14X17H2 и \square 112 мм – сталь 13X11H2B2MФ-Ш.

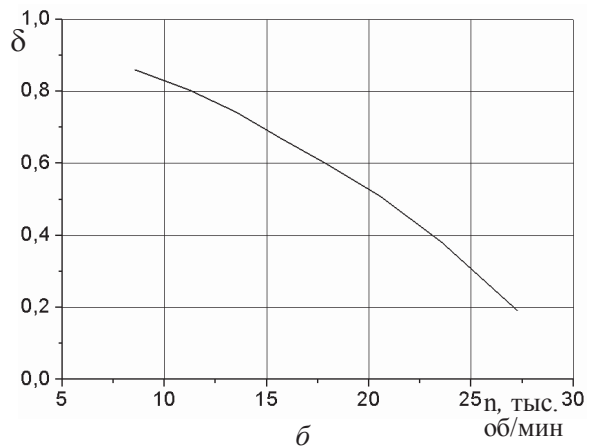
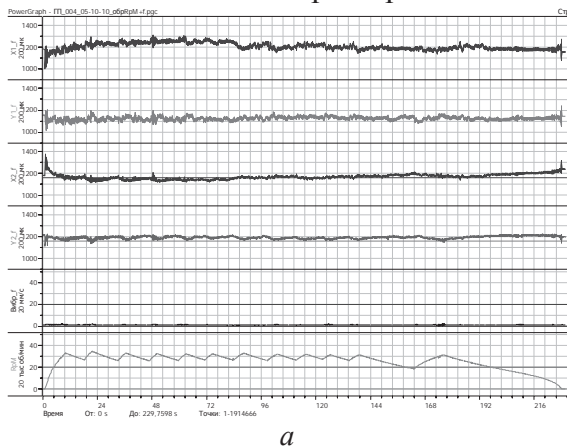


Рис. 7. Результаты эксперимента: показания датчиков при эксперименте по разгону-останову ротора на газовых подшипниках (а), всплытие вала в газовом подшипнике (б)

На основе записанных в процессе эксперимента траекторий, представленных на рис. 7,а, построены орбиты ротора в подшипниках и выполнен спектральный анализ динамического поведения ротора. Полученные экспериментальные диаграммы сопоставлены с теоретическими результатами. Определена характеристика всплытия ротора в подшипниках (рис. 7,б) и произведено

сравнение с аналогичным результатом, полученным теоретически. Результаты показывают, что на данном этапе исследований теоретические модели качественно соответствуют экспериментальным результатам движения ротора в нелинейных опорах.

Заключение

Выполнено расчётно-экспериментальное исследование испытательной установки с высокооборотным ротором на газовых опорах. Созданы математические модели установки, включающие в себя модели нелинейных опор с газодинамическими лепестковыми подшипниками, модели роторов различной степени детализации, описывающие испытательный стенд с ротором-имитатором на газовых опорах. В результате численного моделирования получены орбиты вращения вала в диапазоне частот 100-1000 Гц для различных значений конструкционного демпфирования и дисбаланса ротора, что позволило оценить чувствительность системы к изменению параметров. Установка содержит систему мониторинга для регистрации параметров установки и орбит вала в подшипниках в реальном времени. Разработанная система мониторинга позволяет получить при проведении эксперимента на выходе результаты, аналогичные результатам численного расчёта, что существенно упрощает процесс сопоставления результатов расчёта и эксперимента. Сравнение динамических параметров установки и вращающегося в газовых опорах ротора, определенных численно и экспериментально, продемонстрировало их качественное соответствие.

Библиографический список

1. A Preliminary Foil Gas Bearing Performance Map [Text] / C. DellaCorte, K.C. Radil, R.J. Bruckner [et al.] // NASA/TM – 2006-214343. – P. 15.

2. Peng, Z.C. Hydrodynamic Analysis of Compliant Foil Bearings With Compressible Air Flow [Text] / Z.C. Peng, M.M. Khonsari. ASME J. Tribol., Vol. 126, 2004. – P. 542-546.

3. Heshmat, H. Analysis of Gas Lubricated Journal Bearing [Text] / H. Heshmat, J. Walowitz, O. Pinkas // J. Lubr. Tech. Trans. ASME, Vol. 105, № 4 (1983), – P. 647-655.

4. Rotordynamic performance measurement of an oil-free turbocompressor supported on gas foil bearing [Text] / Yong-Bok Lee, Sang-Beom Cho, Tae-Young Kim [et al.] // Proc. of 8th IFToMM International Conference on Rotordynamics, 2010, KIST, Seoul, Korea.

5. Kozanecki, Z. Theoretical and experimental investigations of oil-free support systems to improve the reliability of industrial turbomachinery [Text] / Z. Kozanecki, D. Kozanecka // Proc. of 8th IFToMM International Conference on Rotordynamics, 2010, KIST, Seoul, Korea.

6. Dynamics of compact gas turbine rotor supported by gas bearing [Text] / J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov [et al.] // Proc. of 8th IFToMM International Conference on Rotordynamics, 2010, KIST, Seoul, Korea.

7. Temis, J.M. Elastohydrodynamic Contact Theory in Foil Gas Bearing [Text] / J.M. Temis, M.J. Temis, A.B. Mescheryakov // Proc. 4rd Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery, 2007, Calgary, Canada, – P. 228-238.

8. Темис, Ю.М. Модель газодинамического лепесткового подшипника [Текст] / Ю.М. Темис, М.Ю. Темис, А.Б. Мещеряков // Трение и износ. - Т.32. - №3, 2011. – С. 286-295.

ROTOR IN GAS BEARINGS DYNAMICS EXPERIMENT-CALCULATED INVESTIGATION

© 2011 J. M. Temis, M. J. Temis, A. M. Egorov, V. V. Gavrilov, V. N. Ogorodov

Central Institute of Aviation Motors

Mathematical model of rotor dynamics and test rig with rotor in gas bearings are developed for developing of experiment calculated model of high-speed rotor in gas bearings. Rotor mathematical model includes shaft model and nonlinear support with gasdynamic foil bearing model considering four body contact: shaft-gas film-foils-bearing race. Test rig with rotor in gas bearing for verification of numerical simulation results and for adjustment of small gas turbine units (GTU) shafting performance are developed. First stage of numerical simulations and experimental research are done for investigation of simulator rotor rotation in gas supports. Rotor orbits in supports are received for numerical model and experimental investigation and their comparative spectrum analysis are carried out.

Gas turbine unit, gasdynamic bearing, rotor dynamics.

Информация об авторах

Темис Юрий Моисеевич, доктор технических наук, профессор, начальник отдела центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: многодисциплинарное математическое моделирование; оптимизация, динамика и прочность конструкций; проблемы ресурса; численные методы; нелинейные проблемы пластичности, ползучести.

Темис Михаил Юрьевич, кандидат физико-математических наук, начальник сектора центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: динамика и прочность конструкций.

Егоров Андрей Михайлович, младший научный сотрудник центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: динамика и прочность конструкций.

Гаврилов Валентин Владимирович, начальник сектора центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: динамика и прочность конструкций.

Огородов Владимир Николаевич, инженер центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: динамика и прочность конструкций.

Temis Joury Moiseevich, doctor of technical Sciences, Professor, head of Mathematical simulation department of Central Institute of Aviation Motors. Phone: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: multidisciplinary mathematical simulation; optimization, dynamic and strength of constructions; durability; numerical methods; nonlinear problem of plasticity and creep.

Temis Mikhail Jourievich, PhD, head of department sector of Central Institute of Aviation Motors. Phone: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: dynamic and strength of constructions.

Egorov Andrey Mikhailovich, engine of Central Institute of Aviation Motors. Phone: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: dynamic and strength of constructions.

Gavrilov Valentin Vladimirovich, head of department sector of Central Institute of Aviation Motors. Phone: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: dynamic and strength of constructions.

Ogorodov Vladimir Nikolaevich, engineer of Central Institute of Aviation Motors. Phone: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: dynamic and strength of constructions.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ГТД

© 2011 Ю. М. Темис, Д. А. Якушев

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

Рассмотрена концепция использования методики оптимального проектирования для автоматизированного проектирования конструкции ГТД. Обсуждаются методы параметризации, выбор расчетных моделей и критериев оптимизации. Конструктивная оптимизация (оптимизация формы) применяется для оптимального проектирования лопатки и диска вентилятора. Результаты получены с помощью программного комплекса, состоящего из модуля анализа конструкции на основе метода конечных элементов и модуля оптимизации на основе алгоритма последовательной квадратичной аппроксимации.

Оптимальное проектирование, диск, лопатка, вентиляторная ступень.

Введение

Конструкции современных ГТД создаются с помощью систем и средств автоматизированного проектирования. Процесс создания новой конструкции является итерационным и многостадийным, поэтому использование оптимального проектирования как одного из путей автоматизации может сократить трудоемкость проектирования. Применение методики оптимального проектирования позволяет найти наилучшую конструкцию, удовлетворяющую технологическим и прочностным ограничениям и обеспечивающую минимум заданной целевой функции [1,2].

Общие принципы применения методов оптимизации

Выбор функции цели, критериев и ограничений является определяющим в постановке задачи оптимизации. В зависимости от назначения детали или конструкции необходимо рассматривать различные функции цели: минимум массы, максимум момента инерции, максимум жесткости и т.д. При оптимизации формы детали функция цели зависит от геометрических параметров проектирования, которые должны также удовлетворять ряду ограничений, накладываемых на эти параметры и на параметры состояния конструкции: размеры, напряжения, перемещения и др.

Ограничения задаются на основе критериев обеспечения технологичности, размещаемости деталей, несущей способности и т.д. Многорежимность работы двигателя и противоречивые требования, предъявляемые к конструкции, обуславливают необхо-

димость решать задачи многокритериальной оптимизации, используя принцип Парето или преобразуя многокритериальную задачу проектирования к однокритериальной задаче.

В задаче оптимизации формы детали необходимо создать параметризованную модель на основе геометрической формы детали или конструкции. Форма детали или конструкции задается вектором геометрических параметров, позволяющим построить замкнутую геометрическую модель детали. Выбранная параметризация должна соответствовать топологии определенного конструктивного решения. Для поиска принципиально новой топологии необходимо использовать методы топологической оптимизации.

Выбор управляемых параметров определяется целью проектирования и ограничениями. Например, добавление в параметры проектирования радиусов галтелей в дисках незначительно повлияет на оптимальные массу и жесткость конструкции, но существенно увеличит время решения задачи. Исключение из параметров радиусов скруглений, отверстий и других концентраторов напряжений приводит к расчетной схеме, в которой оценка ресурса проводится по упрощенным моделям, опирающимся на номинальное НДС детали. Вместе с тем добавление параметров галтелей, радиусов отверстий и других геометрических параметров концентраторов напряжений в процесс проектирования позволяет оценить НДС в концентраторах напряжений и использовать в качестве критериев ресурса уточненные мо-

дели долговечности, но приведет к увеличению времени решения задачи.

Выбор метода оптимизации зависит от способа задания параметров, размерности параметрического пространства, гладкости функций цели и ограничений, постоянного и переменного набора ограничений по итерациям и т.д. Как правило, время работы самого программного модуля оптимизации намного меньше времени работы расчетных программ на шаге изменения вектора параметров проектирования.

Для задач с непрерывными параметрами применяются методы глобальной или локальной аппроксимации. В первом случае используется информация во всем пространстве параметров. Для этого строится глобальная аппроксимация функций цели и ограничений на основе серии расчетов этих функций на некотором наборе точек из области. К полученным аппроксимациям можно применить различные методы оптимизации.

Методы локальной аппроксимации используют текущую информацию для точки и, возможно, с предыдущих итераций. На основании этой информации осуществляется переход к следующей точке. Если задача имеет несколько локальных оптимумов, то каждый из них будет иметь некоторую свою область притяжения, которая может иметь сложную структуру. В этом случае методы глобальной аппроксимации имеют некоторое преимущество, если найденная аппроксимация хорошо соответствует истинным функциям цели и ограничений. Хотя по-

строение глобальной аппроксимации требует существенно большего количества расчетов функций цели и ограничений, нахождение нескольких решений или множества Парето для многокритериальной задачи будет вестись без дополнительных вызовов внешней расчетной программы.

Оптимизация по одному режиму работы (даже самому нагруженному) может оказаться недостаточной, так как различные типы нагрузок могут усиливаться в одной зоне и компенсироваться в другой. В большинстве случаев оптимизация выполняется для одного наиболее тяжелого режима работы двигателя: оптимизация массы или жесткости дисков, проставок, опор, корпусов, лопаток компрессоров и турбин. Однако возможны варианты, когда оптимизация выполняется для наиболее продолжительного режима с целью обеспечения экономичности двигателя: оптимизация выносов лопаток для обеспечения в рабочих условиях заданных аэродинамических форм, оптимизация уплотнительных устройств для обеспечения минимальных зазоров между ротором и статором.

Программный комплекс оптимизации

Для решения задач оптимального проектирования конструктивных элементов ГТД применяется программный комплекс, состоящий из нескольких частей. Каждая часть, выполняющая собственные подзадачи, выделена в отдельный модуль. Для управления взаимодействием между модулями применяют специальную управляющую программу (рис.1).

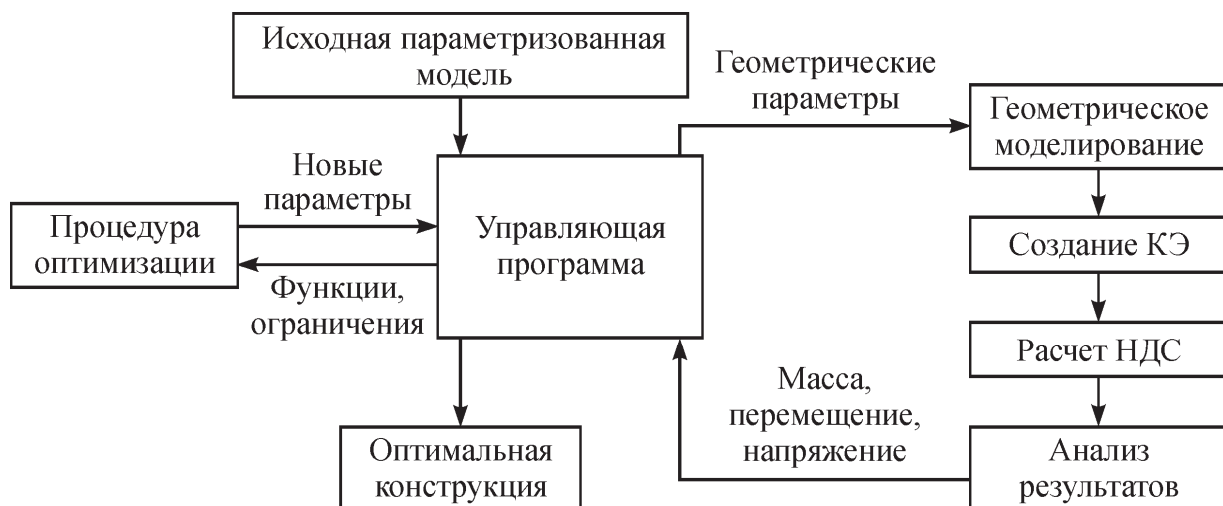


Рис. 1. Структура взаимодействия между модулями в задаче оптимизации формы и размеров конструкции

Программа передает управление в определенной последовательности каждому модулю, контролирует потоки информации между модулями построения геометрической модели, расчета и оптимизации. Она содержит средства диалогового общения и графического отображения, позволяет задавать исходные данные, оптимизируемые параметры, целевую функцию и ограничения, с помощью визуализации позволяет пользователю оценивать и оперативно вмешиваться в процесс оптимизации. Процедура оптимизации на основании функций цели и ограничений, а также их градиентов, модифицирует параметры в соответствии с заложенной стратегией поиска, обеспечивает выход из итерационного процесса при достижении оптимального решения. Благодаря модульной структуре оптимизационной программы возможно применение различных процедур оптимизации и программ расчета НДС. В качестве расчетного модуля можно использовать различные методы, например МКЭ или метод граничных элементов (МГЭ). Достаточно соблюдать правила обмена информацией между модулями через некоторый стандартный интерфейс в виде текстового файла. Параметризованная модель создается в виде текстового файла с набором параметрических команд. При выполнении этого командного файла производится: построение геометрической модели; построение конечно-элементной сетки; приложение нагрузок; расчет НДС; вывод результатов.

Программа расчета при изменении параметров производит обновление геометрической модели и расчет НДС измененной модели, по результатам которого формируется выходной отклик. Управляющая программа по полученному отклику осуществляет расчет функций цели и ограничений, которые передаются в процедуру оптимизации. Процедура оптимизации генерирует новые значения параметров. Управляющая программа модифицирует командный файл на основе измененных параметров, запускает расчет НДС, считывает результаты из файла и далее процесс повторяется до нахождения оптимума.

Конструктивная оптимизация пера лопатки и диска вентилятора

На ряде примеров конструктивной оптимизации пера лопатки и диска вентилятора (рис. 2) показана эффективность применения средств оптимального проектирования и зависимость результатов решения от выбранных критериев и ограничений. Задача снижения массы конструкции, получения напряженно-деформированного состояния в лопатке и диске, удовлетворяющего требованиям и ограничениям по технологичности и прочности, относится к задачам проектирования формы детали.

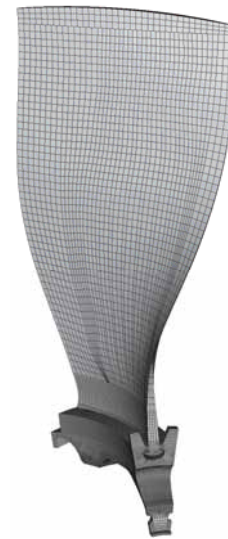


Рис. 2. Модель сектора ступени вентилятора

Основными целями рационального проектирования ступени вентилятора с широкохордной лопаткой являются стремление увеличить надежность и ресурс и уменьшить массу конструкции с учетом влияющих на надежность вентиляторной ступени вибраций лопаток, уровней максимальных напряжений в пере и ножке лопатки и в замковом соединении лопатки с диском.

В процессе оптимального проектирования определяется форма лопатки, обеспечивающая выполнение ограничений на напряжения и деформации, минимум массы и минимум отклонения поверхностей лопатки в рабочем (деформированном) состоянии относительно расчетных аэродинамических поверхностей. Решение этих задач достигается путем управления выносами сечений лопатки (рис.3). Аэродинамические поверхности спинки и корыта пера лопатки определяются в результате аэродинамического

профилирования и задаются в виде набора сечений. Смещения этих сечений вдоль и вокруг оси вращения в определенных пределах при сохранении углов входа и выхода потока оказывают незначительное влияние на газодинамические характеристики потока в решетке, но существенно сказываются на напряженно-деформированном состоянии пера лопатки, а также на силах и моментах, приходящих на хвостовик замкового соединения.

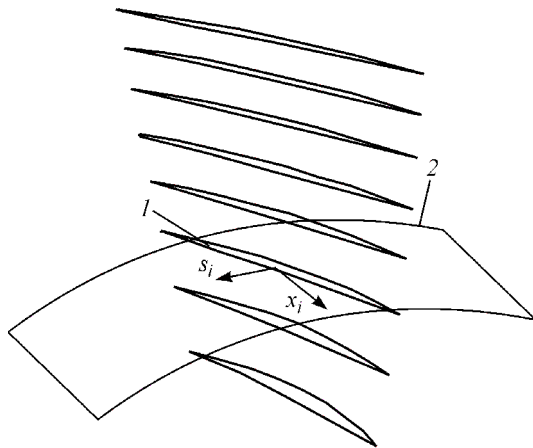


Рис. 3. Параметризация выносов сечений пера лопатки: 1 – i -е сечение; 2 – поверхность смещения сечения

В качестве примера рассмотрена задача определения начальной формы лопатки вентилятора по заданной рабочей форме. Под действием центробежных и газовых нагрузок лопатка занимает определенное рабочее положение. Даже при задании предварительной закрутки (прикрытия) лопатки ни на одном из режимов рабочее положение не совпадет с проектным. Для широкохордных лопаток вентилятора свойственна более сложная картина деформирования, при которой происходит не только смещение и разворот сечений, но и деформация самих сечений.

Таким образом, ограничения на жесткость лопатки, связанные с необходимостью обеспечения приемлемых аэродинамических характеристик на разных режимах работы двигателя, могут стать одними из основных при выборе конструкции лопатки. Основной трудностью решения задачи является выработка обобщенных критериев, оценивающих изменение аэродинамических показателей ступени на разных режимах работы двигателя.

Задача оптимизации заключается в поиске такой начальной формы лопатки, которая под действием центробежных нагрузок и давлений минимально отклоняется от аэродинамического положения. Критерием оптимизации является минимальное расстояние между характерными точками необходимого рабочего положения лопатки и рабочего положения оптимальной лопатки. Характерные точки выбираются по сечениям на входной и выходной кромках лопатки [3]. Можно также рассматривать более общие сплайновые модели, описывающие отклонения поверхностей лопатки.

Для различных вариантов параметризации лопатки и выбранных законов управления формой лопатки можно получить разное максимальное отклонение лопатки на рабочем режиме от заданного аэродинамического профиля. На рис. 4 показано отклонение входной и выходной кромки лопатки: 1 – исходная лопатка; 2 – оптимальная лопатка. По осям отложены величины: относительная длина лопатки h ; отклонение кромок u . Ось ординат Oh соответствует заданному аэродинамическому профилю. При использовании в качестве изменяемых параметров управления предварительных смещений сечений лопатки в окружном и осевом направлениях отклонение оптимального профиля от заданного аэродинамического профиля лопатки вентилятора на периферийном сечении составляет 1,7 мм по сравнению с отклонением исходного профиля, равного 4 мм (рис. 4,а). Включение в управляющие параметры возможности предварительного поворота сечения вокруг оси лопатки позволяет снизить максимальное отклонение от аэродинамического профиля до 1 мм (рис. 4,б). При этом максимальные напряжения в лопатке не должны превышать допустимых значений.

Изменение формы лопатки приводит к изменению сил, действующих в зоне контактного взаимодействия хвостовика лопатки с замковыми выступами диска, поэтому начальная конфигурация лопатки, полученная из решения общей задачи с учетом контактного взаимодействия хвостовика с диском, может отличаться от начальной конфигурации, полученной в рамках модели изолированной лопатки.

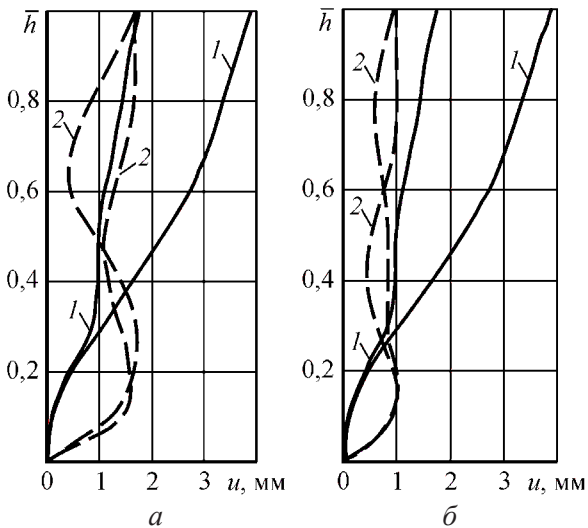


Рис. 4. Отклонение исходного и оптимального профилей в рабочем положении от заданного аэродинамического профиля лопатки вентилятора

Методика оптимального проектирования применена при создании конструкции ступени вентилятора с круговым замковым соединением диска и лопатки (см. рис.2).

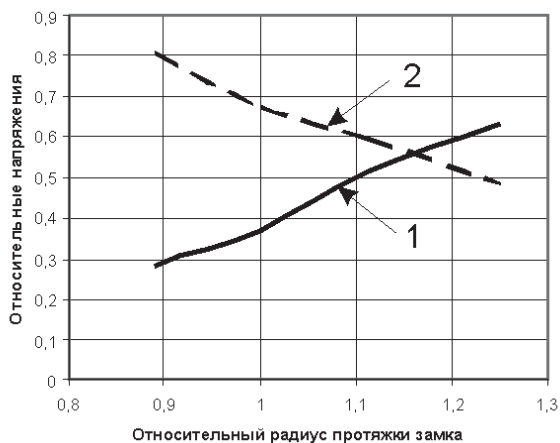


Рис. 5. Зависимость напряжений в лопатке 1 и замковом пазе диска 2 от радиуса протяжки замка

В замковом соединении большой протяженности замок может работать неэффективно, так как конструкция широкохордной лопатки приводит к неравномерности распределения контактных напряжений и соответственно неполному контакту между поверхностями хвостовика и замковых выступов диска. Изменение размеров ступицы и цапфы диска позволяет снизить эту неравномерность.

Поиск оптимального решения необходимо вести с учетом взаимодействия всех деталей. В ступени вентилятора размеры замкового соединения оказывают существенное

влияние на максимальные напряжения в деталях. На рис. 5 показана зависимость напряжений в хвостовике лопатки и замковом пазе диска от радиуса протяжки кругового замка.

Решение задачи оптимизации по критерию минимизации напряжений отдельно для лопатки и для диска дает оптимумы расположенные на противоположных границах диапазона изменения радиуса протяжки замка. При увеличении этого радиуса повышаются напряжения в хвостовике лопатки, но уменьшаются напряжения в замковом пазе диска. Очевидно, что точка пересечения двух графиков является оптимумом по критерию минимизации напряжений для всей ступени вентилятора. Это компромиссное значение радиуса протяжки замка необходимо использовать при проектировании ступени вентилятора.

Заключение

Рассмотрены общие принципы применения методов оптимизации формы детали при автоматизированном проектировании деталей и узлов ГТД. Показаны примеры конструктивной оптимизации пера лопатки и диска вентилятора.

Результаты получены с помощью программного комплекса, состоящего из модуля анализа конструкции на основе метода конечных элементов и модуля оптимизации на основе алгоритма последовательной квадратичной аппроксимации. Универсальность комплекса заключается в том, что он позволяет в качестве модуля анализа использовать различные программы МКЭ. Это обеспечивается выбранной системой параметризации для проектируемой детали или узла и разработанным внутренним командным языком.

Применение этой методики в комплексе с системой многодисциплинарного моделирования, представляющей термомеханическую модель узла ГТД, позволяет создать конструкции ступени вентилятора перспективного ГТД для БСМС, удовлетворяющие заданным требованиям к массе и ресурсу.

Библиографический список

1. Темис, Ю.М. Оптимальное проектирование конструктивных элементов ГТД [Текст] / Ю.М. Темис, Д.А. Якушев // Тех-

ника воздушного флота, №1(694). М.: ЦАГИ, 2009. - С.54–64.

2. Темис, Ю.М. Оптимальное проектирование конструктивных элементов ГТД [Текст] / Ю.М. Темис, Д.А. Якушев // Скибин В.А. Машиностроение: энциклопедия. Т. IV-21. Самолеты и вертолеты. Кн. 3. Авиационные двигатели. / В.А. Скибин, В.И. Солонин, Ю.М. Темис [и др.]; под ред.

В.А. Скибина, Ю.М. Темиса, В.А. Сосунова. – М.: Машиностроение, 2010. – С. 570-579.

3. Темис, Ю.М. Оптимизация формы лопаток по критерию минимума изгибных напряжений [Текст] / Ю.М. Темис, О.С. Рожков // XVI Международная конференция по теории оболочек и пластин: труды. Т3.- Н. Новгород: Изд-во Нижегородского университета, 1994. - С.208–226.

GTE PARTS OPTIMAL DESIGN

© 2011 Yu.M. Temis, D.A.Yakushev

Central Institute of Aviation Motors

Modern concepts of using optimization technologies for structural design are considered. Several approaches of optimization problems for fan and compressor stages elements are considered. The problem of blade and disk optimization and the problem of total stresses minimization under certain constraints are investigated. All results were obtained using developed FE analysis program connected with SQP optimization procedure.

Optimal design, disk, blade, fan stage.

Информация об авторах

Темис Юрий Моисеевич, доктор технических наук, профессор, начальник отдела математического моделирования ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова». E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: многодисциплинарное математическое моделирование; оптимизация, динамика и прочность конструкций; проблемы ресурса; численные методы; нелинейные проблемы пластичности, ползучести.

Якушев Денис Алексеевич, начальник сектора отдела математического моделирования ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова». E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: многодисциплинарное математическое моделирование; оптимальное проектирование.

Temis Yuriy Moiseevich, doctor of technical sciences, professor, head of Mathematical simulating department of Central Institute of Aviation Motors. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: multidisciplinary mathematical simulation; optimization, dynamic and strength of constructions; durability; numerical methods; nonlinear problem of plasticity and creep.

Yakushev Denis Alekseevich, sector leader of Mathematical simulating department of Central Institute of Aviation Motors. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: multidisciplinary mathematical simulation; optimal design.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ, СВОЙСТВА И ПРИМЕНЕНИЕ НАНОСТРУКТУРИРОВАННЫХ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ

© 2011 М.В. Ненашев, И.Д. Ибатуллин, С.Ю. Ганигин, А.Р. Галлямов, Р.Р. Неяглова

Самарский государственный технический университет

Описаны новые технологии нанесения наноструктурированных электрохимических покрытий, включая хромалмазные и серебряно-алмазные покрытия. Приведены результаты исследования механических и триботехнических свойств покрытий и показаны области их применения.

Хромалмазные покрытия, серебряно-алмазные покрытия, ультрадисперсные алмазы, асимметричный переменный ток, градиентные покрытия.

Качество поверхностей на современном этапе научно-технического развития обеспечивает главные показатели надежности, технического совершенства и конкурентоспособности технологических, энергетических и транспортных машин при их разработке, производстве и в эксплуатации. В мировой практике требуемые показатели качества рабочих поверхностей деталей машин все чаще обеспечиваются нанесением на них функциональных покрытий. Наиболее ответственные детали высококачественных зарубежных машин и оборудования практически всегда имеют (противоизносные, антифрикционные, защитно-декоративные и др.) покрытия и это становится конструкторско-технологической нормой, признаком технической грамотности и культуры производства, поскольку специальные покрытия обеспечивают кратное повышение эксплуатационных характеристик изделий без значительных финансовых затрат. Особое значение технологии нанесения ресурсоповышающих покрытий имеют в производстве деталей узлов трения, отказы которых являются основной причиной потери работоспособности большинства механических систем.

Среди различных видов функциональных покрытий наиболее распространенными являются антифрикционные и противоизносные покрытия, предназначенные для упрочнения, повышения долговечности, снижения трения и восстановления деталей узлов трения машин и механизмов. В настоящее время одной из наиболее распространенных технологий, позволяющих получать поверхности трения высокого класса, является электрохимическое осаждение [1-4], т.е. получение на

поверхности изделия или основы (формы) слоев металлов из растворов их солей под действием электрического тока. Ее преимуществами являются высокое качество покрытий, возможность получения осадков различной структуры и толщины на металлических и неметаллических изделиях, осаждение покрытий с широким диапазоном свойств, получение металлических сплавов различного состава и фазового строения без использования высоких температур и т. д. В триботехнике, как известно, находят применение как пластичные, так и твердые покрытия. Первые облегчают приработку, снижают трение, повышают нагрузочную способность и антизадирные свойства узла трения (баббиты, медь, серебро, золото и др.). Вторые упрочняют поверхность, снижают износ деталей (хром, нитрид титана и др.).

В лаборатории наноструктурированных покрытий СамГТУ разработаны высокоэффективные технологии и технологическое оборудование для нанесения наноструктурированных серебряно-алмазных и хром-алмазных покрытий.

Серебряно-алмазные покрытия

Уникальность серебра как антифрикционного материала определяется его свойствами. Серебро обладает самой высокой электро- и теплопроводностью. Твердость электроосажденного серебра 590-1370 МПа. Для повышения твердости, износостойкости и стойкости к потускнению серебряных покрытий используют легирование серебра другими металлами.

Коэффициент сухого трения серебряных покрытий по стали 0,14-0,19. Серебро проявляет хорошие антифрикционные свой-

ства в атмосфере, вакууме, инертных средах, маслах, не содержащих значительных количеств серы, некоторых агрессивных средах. [5,6]. Серебро отличается высокой химической устойчивостью, растворяется только в концентрированной азотной кислоте и горячей серной (85 %-ной). По коррозионной стойкости серебро практически относится к благородным, т. е. не окисляющимся на воздухе, металлам.

Для электрохимического серебрения чаще всего используют высокотоксичные цианистые электролиты, содержащие до 100 г/л цианистого калия. Известны и менее токсичные – дицианоаргентатные электролиты, но их применение затруднено из-за недостаточного качества осаждаемого серебра.

В целях повышения безопасности технологического процесса серебрения и обеспечения высоких эксплуатационных свойств получаемых покрытий в лаборатории наноструктурированных покрытий СамГТУ использован ряд технических решений, включающий: использование в бесцианистых электролитах серебрения водной суспензии ультрадисперсных алмазов (УДА) в концентрации до 2 г/л; осаждение покрытий с применением асимметричного переменного тока и с меняющимся в процессе осаждения соотношением катодного и анодного токов, что позволяет получать покрытия с положительным градиентом механических свойств.

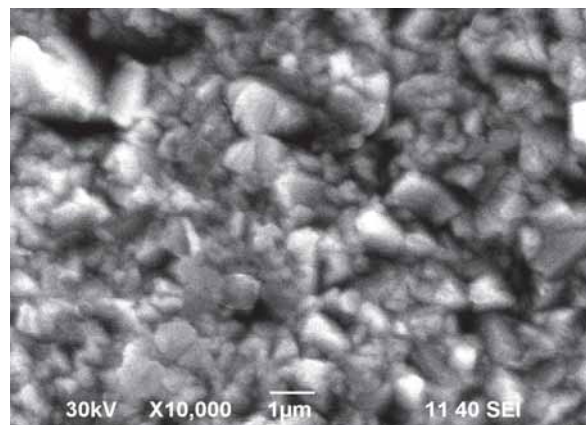
Используемые УДА представляют собой частицы, близкие по форме к сферическим или овальным. В настоящее время к ним все чаще применяется термин «наноалмазы». Каждая частичка наноалмаза состоит из множества отдельных алмазных кристаллов размером 5...7 нм.

Такие частицы могут образовывать седиментационно и коагуляционно устойчивые системы в электролитах. При этом УДА сочетают в себе свойства одного из самых твердых веществ в природе с химически активной оболочкой в виде функциональных групп, способных участвовать в химических и электрохимических процессах. Получение серебряно-алмазных покрытий основано на способности наноалмазов размерами 4-6 нм соосаждаться с металлами при их электрохимическом и химическом восстановлении из растворов их солей. Это приводит к образованию

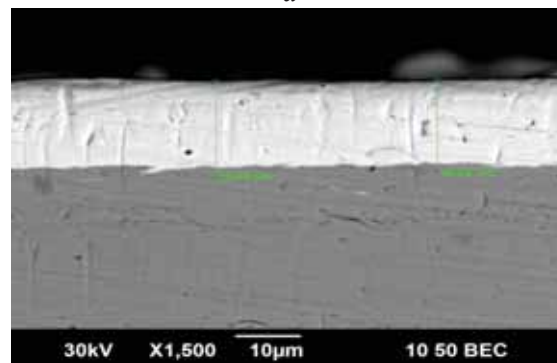
двухфазного композиционного электрохимического покрытия, состоящего из металлической матрицы и внедренных в нее дисперсных частиц наноалмазов. При этом улучшается адгезия серебра и достигается полное копирование микрорельефа покрываемой поверхности, что значительно увеличивает предельные напряжения сдвигового и нормального отрыва гальванического покрытия от основы.

Электронно-микроскопические исследования серебряно-алмазных покрытий показали (рис. 1), что получаемые осадки имеют равномерную сплошную (беспористую) структуру. Цвет покрытия белый полублестящий или матовый. Матовость покрытия обусловлена появлением на поверхности при осаждении кристаллов серебра размерами менее 1 мкм. Покрытие получается равномерным по толщине. Средняя толщина антифрикционных покрытий составляет 10...20 мкм.

Для электрохимического серебрения на асимметричном переменном токе разработана автоматизированная гальваническая установка (рис 2). Установка, разработанная на основе программируемого контроллера со встроенным микропроцессором, позволяет



а



б

Рис. 1. Структура серебряно-алмазного покрытия: а- поперечный срез; б- поверхность



Рис. 2. Пульт гальванической установки для нанесения электрохимических покрытий на асимметричном переменном токе

осуществлять автоматизированное управление электролизом по заданной программе с возможностью выбора тока произвольной формы (постоянный, переменный, импульсный, асимметричный и др.), задания величины и длительности импульсов прямого и обратного токов, паузы между ними, положительного или отрицательного смещения постоянной составляющей тока, обеспечение стабилизации по току и по напряжению.

Отличительной особенностью установки является возможность формирования импульсов с различной крутизной фронта и различной частотой асимметричного переменного тока с регулируемым коэффициентом асимметрии. Основные технические характеристики приведены в табл. 1.

Программирование гальванической установки возможно как с пульта управления, так и непосредственно с компьютера. Программа ведет учет и запись формируемых эпюр текущих параметров электролиза (тока и напряжения на выходе источника, напряжения на электродах в гальванической ванне, температуры электролита, удельной проводимости электролита) на протяжении всего процесса нанесения покрытия.

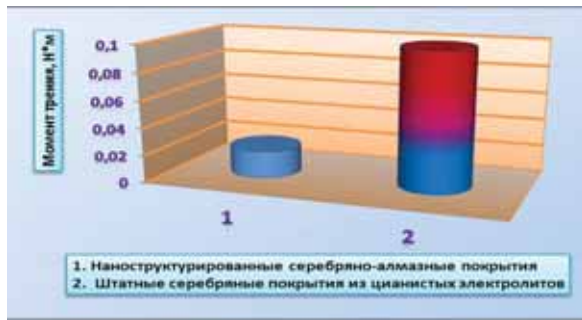
Таблица 1. Основные технические характеристики гальванической установки

Максимальный ток нагрузки, А	50
Точность задаваемого тока нагрузки, А	0,1
Длительность импульса тока, с	1-0,005
Длительность одного цикла программы	Не ограничено
Количество возможных циклов в программе	10
Питание от сети 50 Гц напряжением, В	220
Габариты, мм	200×500×250

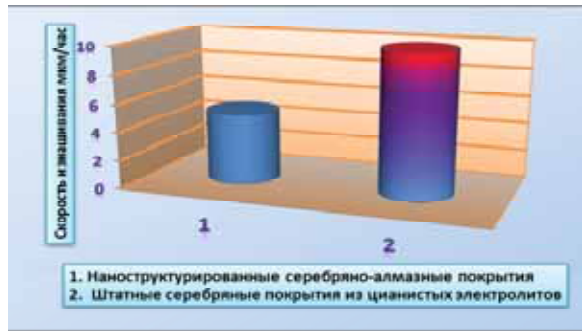
В процессе нанесения покрытия реализуется предварительно запрограммированная последовательность технологических режимов осаждения покрытий, в которой каждый последующий режим формирует покрытие с меньшей твердостью покрытия. Это позволяет получать покрытия с благоприятным положительным градиентом механических свойств, что повышает стойкость поверхности к задирам. При этом имеются достаточно широкие возможности по управлению технологическими режимами нанесения покрытий, включая выбор соотношения анодного и катодного токов (от 1/1,2 до 1/10), плотности тока и частоты (1...200 Гц).

Лабораторные исследования наноструктурированных серебряно-алмазных покрытий показали возможность получения осадков с твердостью 240 кгс/мм² (в 3 раза выше, чем у штатного покрытия); износостойкость нового покрытия до 2,5 раз превосходит износостойкость серебряного покрытия, полученного в цианистом электролите. Исследованы момент трения, температура саморазогрева, скорость изнашивания для образцов с серебряно-алмазными покрытиями (рис. 3, 4).

Область применения антифрикционных наноструктурированных серебряных покрытий: токонесущие детали радиоэлектронной и электротехнической аппаратуры (рис. 5,а), для защиты химических аппаратов и приборов, для покрытия трущихся поверхностей подшипников скольжения и качения в машиностроительной промышленности (рис.



а



б

Рис. 3. Результаты сравнительной оценки серебряных покрытий: а- момент трения; б- скорость изнашивания

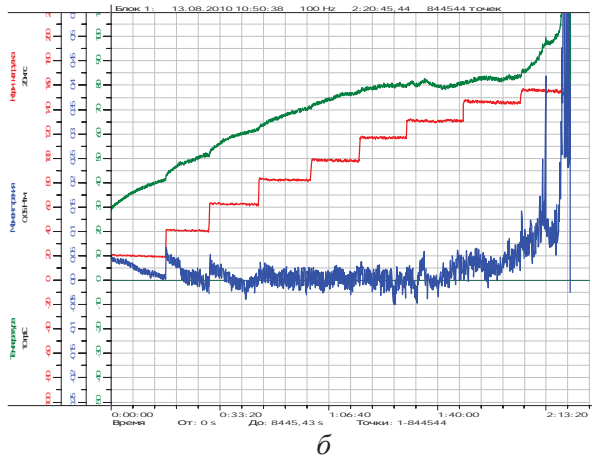
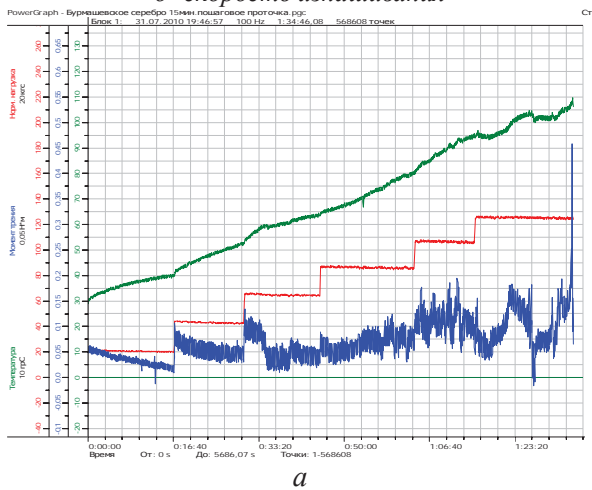


Рис 4. Эпюры сравнительных триботехнических испытаний покрытий в режиме ступенчато возрастающей нагрузки: а- штатное серебряное покрытие из цианистых электролитов (нагрузка схватывания 110 кгс); б- наноструктурированное серебряно-алмазное покрытие (нагрузка схватывания 160 кгс)



а



б

Рис. 5. Область применения серебряно-алмазных покрытий: а – ламели; б – колпачки опор буровых долот

5,б), для декоративных целей в ювелирной и легкой промышленности.

Хромалмазные покрытия

При осаждении хромалмазных покрытий в электролит хромирования вводят суспензию ультрадисперсных алмазов (УДА), с размерами частиц около 10 нм, в концентрации 15-20 г/л. Хромалмазное покрытие имеет микротвердость (1500 кгс/мм^2), которая вдвое превышает твердость покрытия хрома без наноструктурирующих добавок. Оно обеспечивает прочное сцепление с основой, высокую чистоту поверхности и низкий коэффициент трения.

Физический механизм повышения технологических и эксплуатационных характеристик хромалмазных покрытий обусловлен высокой физико-химической активностью и малой инерционностью УДА, за счет чего повышается эффективность массопереноса и появляется возможность работы при высоких плотностях тока до 600 А/дм^2 [7]. Наноалмазы образуют седиментационно и коагуляционно устойчивые структуры в электролите хромирования и являются зародышами кристаллизации, которые осаждаются на поверхность в виде специфических

сверхвысокодисперсных структур – кластеров, представляющих собой алмазное ядро и металлическую оболочку. Данный кластер является центром кристаллизации, поэтому в присутствии УДА кристаллизация носит многозародышевый характер. Размеры получаемых при этом кристаллитов хрома близки к размерам УДА. Такая структура позволяет получать покрытия с повышенной микротвердостью, износостойкостью и коррозионной стойкостью. Малые размеры УДА и кристаллитов хрома обеспечивают прочное сцепление покрытия с основой, так прочность сцепления покрытия со сталью достигает 45...50 кгс/мм², что обеспечивает надежную работу деталей в условиях больших нормальных и сдвиговых нагрузок.

Существенным достоинством применения УДА также является значительное увеличение рассеивающей способности электролита [7]. Использование УДА при нанесении защитных покрытий, в сравнении со стандартной гальванической технологией, позволит увеличить ресурс работы изделий в 2,0...4,5 раза. По данной технологии можно наносить покрытия на изделия самых различных размеров. Эксперименты показали, что износостойкость наноструктурированных хромалмазных покрытий превышает износостойкость традиционных покрытий хрома (без УДА) в 6 раз, а покрытий нитрида титана более, чем в 4 раза.

Известно, что для повышения износостойкости рабочих поверхностей деталей узлов трения традиционно применяются два типа хромовых покрытий: блестящие и матовые. Блестящие покрытия – более твердые (до 15000 МПа), лучше сопротивляются абразивному изнашиванию, на поверхности имеется сеть мелких трещин шириной около 100 нм (рис. 6), удерживающих смазку на поверхности, но достаточно хрупкие (выкрашиваются при воздействии циклических нагрузок).

Матовые покрытия – менее твердые (600 кгс/мм²), беспористые, за счет более высокой пластичности покрытия хорошо сопротивляются контактной усталости, обеспечивают хорошую защиту от коррозионного воздействия среды, но недостаточно стойки к абразивному изнашиванию. При этом и блестящее и матовое покрытия имеют

одинаково хорошую адгезию с поверхностью деталей.

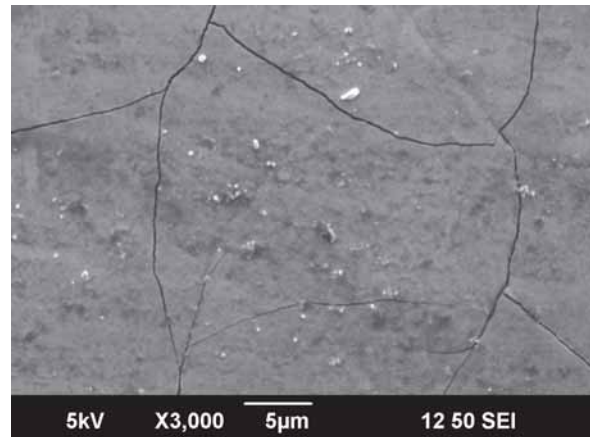


Рис. 6. Вид поверхности блестящего хромалмазного покрытия

Триботехнические свойства блестящих и матовых хромалмазных покрытий показаны на рис. 7.

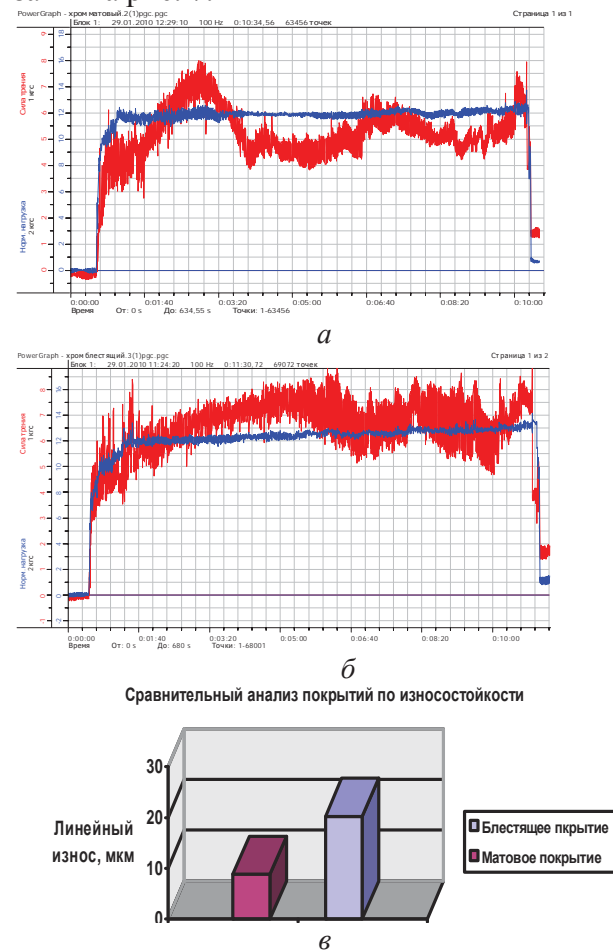


Рис. 7. Сравнительный анализ триботехнических свойств хромалмазных покрытий: а, б – эпюры силы трения и нормальной нагрузки при форсированных испытаниях (смазка JBL, контртело – шар из твердого сплава ВК-16); в – сопоставление линейных износов матового и блестящего покрытий

Испытания проводили на цилиндрических образцах, которые по геометрическим характеристикам, материалу и термообработке имитировали цапфы буровых долот, изготавливаемых в ОАО «Волгабурмаш», покрытых двумя видами хромалмазных покрытий – блестящим (микротрещиноватым) и матовым. Трение проводилось по схеме «диск-колодка» в среде штатной смазки JBL при давлении, реализуемом в зоне контакта – 30МПа. Частота вращения – 370 мин⁻¹.

Исследования показали, что в заданных режимах испытаний более высокими триботехническими свойствами обладают матовые покрытия, которые при трении обеспечивают более высокую износостойкость (в 2,2 раза), меньшую силу трения (на 25%), лучшую прирабатываемость (время приработки снижается почти вдвое) по сравнению с блестящими осадками хрома. Оптимальная толщина хромалмазного покрытия для повышения ресурса узлов трения составляет 15 мкм.

В настоящее время данная технология нанесения защитных хромалмазных покрытий успешно применяется для повышения ресурса работы режущего инструмента: фасонных, дисковых и червячных фрез, сверл, долот, метчиков, плашек (рис. 8).

Отмечается значительный ресурсоповышающий эффект при нанесении хром-алмазных покрытий на оснастку для глубокой холодной вытяжки металлов (рис. 8, а), а также различного рода пресс-форм (рис. 8,б).

Одним из перспективных направлений использования хромалмазных покрытий является повышение эксплуатационных свойств медицинской техники (рис. 8, г).

При использовании суспензий наночастиц ультрадисперсных алмазов возникает необходимость их первоначальной подготовки и активирования перед использованием в технологическом процессе нанесения электрохимических покрытий. Суспензии представляют собой гетерогенные смеси частиц твердых материалов и чаще всего приготовлены на водной основе, иногда с добавками поверхностно-активных веществ (ПАВ). В них часто содержатся значительные количества таких примесей, как сажа, графит и др., что объясняется технологией их получения. Такие суспензии при их дли-

тельном хранении склонны к соосаждению и образованию довольно крупных конгломератов, состоящих из весьма значительного количества мелкодисперсных частиц.



а



б



в



г

Рис. 8. Область применения хромалмазных покрытий

Размеры подобных конгломератов могут достигать 40 – 60 нм (рис.9). Механические способы их измельчения и диспергирования могут быть весьма трудоемкими и малоэффективными.

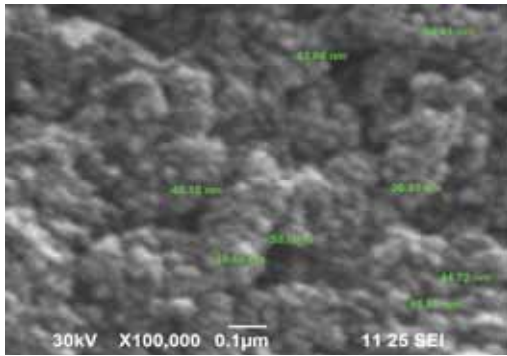


Рис. 9. Конгломераты наночастиц ультрадисперсных алмазов

Разработанный способ диспергирования суспензий с УДА, заключающийся в том, что диспергирование жидкости и взрыв происходят в смежных емкостях, разделенных друг от друга перегородкой (мембраной), не препятствующей прохождению ударной волны, но предотвращающей попадание продуктов взрыва в обрабатываемую жидкость. Причем для возможности широкого применения данного способа в качестве взрывчатых веществ предложено использовать не твердые ВВ, а газовые смеси, в частности пропан-бутановые, ацетиленкислородные и др.

Для реализации данного способа в УПБ «Роцца» СамГТУ изготовлена экспериментальная установка (рис. 10), включающая два основных элемента: 1) промышленно выпускаемый автоматизированный детонационный комплекс (пушки моделей «Обь», «Дракон» и др.), с помощью которого создаются мощные ударные волны, формируемые при взрыве детонирующей газовой смеси (50% ацетилен + 50% кислород); 2) реактор, состоящий из двух камер – загрузочной и детонационной.

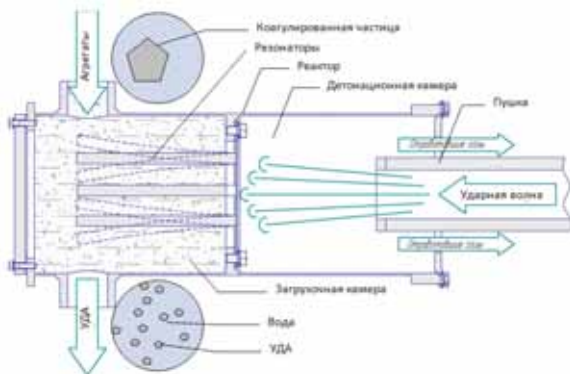


Рис. 10. Схема реактора экспериментальной установки для активации водной суспензии УДА
В загрузочную камеру заливают пор-

цию обрабатываемой суспензии УДА. В отверстие детонационной камеры вставляют срез пушки. При выстрелах пушки энергия ударной волны передается из детонационной в загрузочную камеру через мембрану с закрепленными на ней штыревыми резонаторами. Данная конструкция экспериментальной установки позволяет в широком диапазоне исследовать и оптимизировать технологические параметры детонационной обработки жидкости, включая коэффициент заполнения ствола газовой смесью, частоту и количество выстрелов, количество и форму резонаторов, расстояние от среза ствола до мембраны и др. Данная установка позволяет получать чистую суспензию с УДА, при этом технологическая операция является энергосберегающей (поскольку используется энергия химической реакции недефицитных газов).

Технические характеристики экспериментальной установки: габариты (механическая часть) – 90×1400×1800 мм; масса – 70 кг; объем загрузочной и детонационной камер – 5л; частота выстрелов – 4 Гц, потребляемая мощность установки - до 0,6 Вт.

Библиографический список

1. Кайкарис, В.А. Двухфакторная теория блескообразования [Текст] / В.А. Кайкарис // Электрохимия, 1967. -Т.3, -№10, - С.1273-1279.
2. Шлугер, М.А. Гальванические покрытия в машиностроении [Текст]: справочник / М.А Шлугер – М.: Машиностроение, 1985. - Т.1. – 240с.
3. Иванов, А.Ф. Гальванотехника для мастеров [Текст] / А.Ф. Иванов – М.: Металлургия, 1990. – 208с.
4. Зальцман, Л.Г. Спутник гальваника [Текст] / Л.Г. Зальцман, С.М. Черная, – 3-е изд. – Киев: Тэхника, 1989. - 191с.
5. Гинберг, А.М. Гальванотехника [Текст] / А.М. Гинберг, А.Ф. Иванова, Л.Л. Кравченко – М.: Металлургия, 1987.- С. 262-263.
6. Журнал Всесоюзного химического общества им. Д. И. Менделеева. 1980. - Т.25.- №2. - С. 120.
7. Буркат, Г.К. Ультрадисперсные алмазы в гальванотехнике [Текст] / Г.К. Буркат, В.Ю. Долматов // Физика твердого тела. 2004.- Т.46.- Вып. 4. - С.685-692.

ADVANCED TECHNOLOGIES, PROPERTIES AND APPLICATION OF ELECTROCHEMICAL NANOSTRUCTURED COVERINGS

© 2011 M. V. Nenashev, I. D. Ibatullin, S. J. Ganigin, A. R. Galljamov, R. R. Neyaglova

Samara State Technical University

In article new technologies of drawing the nanostructured electrochemical coverings, including chrome-diamond and silver-diamond coverings are described. Results of research mechanical and tribotechnical properties of coverings are resulted and areas of their application are shown.

Chrome-diamond coverings, silver-diamond coverings, the ultradisperse diamonds, dissymmetric alternating current.

Информация об авторах

Ненашев Максим Владимирович, доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе Самарского государственного технического университета. E-mail: max71@mail.ru. Область научных интересов: технология производства и утилизации энергонасыщенных веществ, покрытия специального назначения.

Ибатуллин Ильдар Дугласович, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного технического университета. E-mail: tribo@rambler.ru. Область научных интересов: трибология, методы и приборы контроля качества поверхностей, гальванические и детонационные покрытия, механика разрушения твердых тел.

Ганигин Сергей Юрьевич, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного технического университета. E-mail: gverdcitelly@gmail.com. Область научных интересов: детонационные технологии, системы автоматизированного управления.

Галлямов Альберт Рафисович, аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: albert-mechtatel@mail.ru. Область научных интересов: наноструктурированные покрытия, серебряно-алмазные покрытия.

Неяглова Роза Рустямовна, аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: tribo@rambler.ru. Область научных интересов: электрохимические покрытия.

Nenashev Maxim Vladimirovich, Doctor of technical Sciences, professor, the pro-rector on scientific work of Samara State Technical University. E-mail: max71@mail.ru. Area of research: detonation technologies, special purpose coverings.

Ibatullin Ildar Duglasovich, Candidate of technical Sciences, senior lecturer of Samara State Technical University. E-mail: tribo@rambler.ru. Area of research: tribology, methods and devices of quality assurance of surfaces, galvanic and detonation coverings, mechanics of destruction of firm bodies.

Ganigin Sergey Juryevich, Candidate of technical Sciences, senior lecturer of Samara State Technical University. E-mail: grail@rambler.ru. Area of research: detonation technologies, automated management systems.

Galljamov Albert Rafisovich, post-graduate student of Samara State Technical University. E-mail: albert-mechtatel@mail.ru. Area of research: nanostructured coverings, silver-diamond coverings.

Neyaglova Roza Rustyamovna, post-graduate student of Samara State Technical University. E-mail: tribo@rambler.ru. Area of research: electrochemical coverings.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ, СВОЙСТВА И ПРИМЕНЕНИЕ ДЕТОНАЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ

© 2011 М. В. Ненашев, С. Ю. Ганигин, А. Н. Журавлев, А. С. Дьяконов,
С. А. Белокоровкин, Д. Ю. Карякин

Самарский государственный технический университет

Описаны новые направления в области детонационного напыления твердых износостойких покрытий. Приведены результаты исследования механических и триботехнических свойств наноструктурированных композиционных металлокерамических покрытий. Показана область применения детонационных покрытий в промышленности.

Твердый сплав, керамика, наноструктурированные композиционные покрытия, ультрадисперсные алмазы.

Детонационное напыление – это технология нанесения покрытий, в которой для разогрева и разгона порошкообразного материала используется энергия газового взрыва. Процесс реализуется циклически. Каждый цикл (выстрел) в камеру сгорания поступает газовая смесь, в ствол пушки помещается дозированное количество порошка, после чего с помощью искры инициируется детонация газовой смеси. Энергия взрыва нагревает и разгоняет частицы порошка по направлению к обрабатываемой детали и вбивает расплавленные частицы в поверхность, обеспечивая равномерную и плотную структуру покрытия, приближающуюся по свойствам к монолитным материалам. Во время выстрела скорость частиц превышает скорость звука, достигая (в зависимости от состава газовой смеси) от 420 м/с до 1300 м/с и более, а температура доходит до точек плавления материала порошков и основы -1500...2500°С. [1]

При столкновении расплавленного материала происходит микросварка и порошок прочно (на молекулярном уровне) соединяется с поверхностью детали. Необходимая толщина покрытия наращивается серией последовательных выстрелов. Для обработки больших поверхностей деталь перемещают перед стволом с помощью манипулятора. Достоинствами данного метода являются: низкая пористость покрытия, высокая прочность связи с основой обрабатываемой детали, незначительное термическое воздействие, позволяющее избегать нежелательных термонапряжений и коробления даже тонкостенных деталей сложной конструкции.

Физико-механические свойства и эксплуатационные характеристики детонационных покрытий зависят от множества технологических параметров: способа предварительной подготовки поверхности; влажности, химсостава, дисперсности и структуры напыляемых порошков, глубины загрузки порошка, состава газовой смеси и коэффициента заполнения этой смесью камеры сгорания детонационной установки, угла напыления, расстояния от среза ствола до наносимой поверхности и др. факторов. Большое количество управляемых параметров, влияющих на качество получаемых покрытий, вызывает необходимость проведения исследований по оптимизации технологических режимов нанесения покрытий. Такая необходимость возникает каждый раз при изменении, по крайней мере, одного входного параметра: дисперсности и дозировки порошка, состава газовой смеси и т.д. При этом отметим, что не все технологические факторы одинаково удобны для оперативного управления качеством покрытия (некоторые факторы заданы конструкцией детонационной установки, свойствами имеющихся порошковых материалов и т.д.).

Исследования триботехнических свойств твердых и сверхтвердых материалов ведущих фирм-производителей (Сэндвик Коромант и др.) показали, что при испытаниях по стандарту DIN 50330 уменьшение размера карбидной фазы в твердых сплавах вольфрамовой группы в три раза (с 3 мкм до 1 мкм) повышает твердость сплава до 2,5 раз и стойкость материала к сухому абразивному

изнашиванию в 5...70 раз, а к мокрому абразивному изнашиванию - до 22 раз.

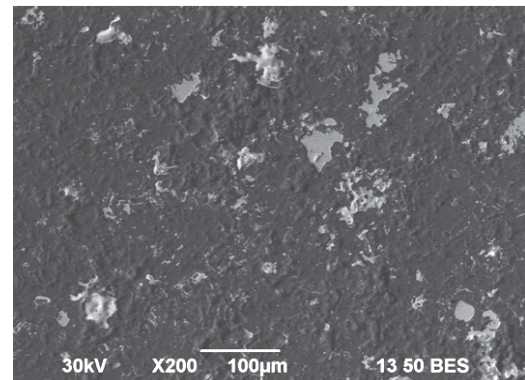
Хрупкое разрушение твердосплавных покрытий также существенно зависит от размеров α -фазы и развивается за счет образования и слияния внутрикристаллических хрупких изломов по кристаллографическим плоскостям скольжения, а также за счет вязкого сдвигового излома β -фазы. Уменьшение размера зерен и содержания кобальта в твердых сплавах влечет за собой уменьшение промежуточных слоев между зернами карбидной фазы и, следовательно, пониженную интенсивность вязкого излома β -фазы. Поэтому усталостная прочность мелкозернистых сплавов почти в два раза превышает стойкость крупнозернистых сплавов. Дальнейшее измельчение до субмикронных и наноразмеров приводит к созданию материалов с качественно новыми свойствами.

В ГОУ ВПО СамГТУ проводятся научные исследования в направлении уменьшения толщины кобальтовой связки между твердыми частицами и повышением абразивной стойкости материала покрытия за счет использования смеси порошков ВК-12 и Al_2O_3 (корунд). За счет более высокой температуры плавления оксида алюминия по сравнению с кобальтом последний при взрыве, уже будучи в расплавленном состоянии, разбивается еще твердыми и более легкими и быстрыми частицами корунда. В полученном покрытии кобальт, содержащийся изначально только в порошке ВК-12, становится связующим как для карбида вольфрама, так и для диспергированных частиц Al_2O_3 (рис. 1). В результате в получаемом покрытии средняя толщина кобальтовой связки между зернами уменьшается с 200...500 мкм до 50...100 нм.

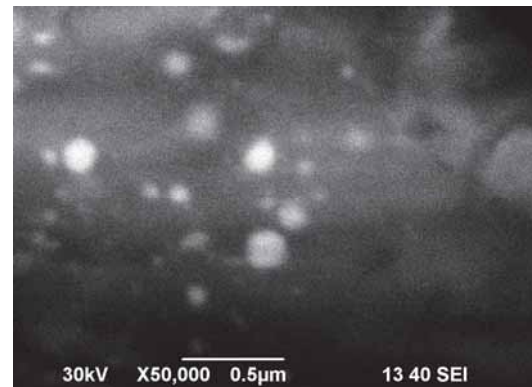
Результаты сравнительных триботехнических испытаний традиционных и наноструктурированных твердосплавных покрытий приведены на рис. 2.

Испытания на абразивную стойкость проводили при следующих режимах: схема испытаний – «кольцо-плоскость»; среда – алмазная паста марки АСМ 3/2 НОМГ (ГОСТ 25593-83); давление – 25 МПа; контробразец – сталь 40Х (HRC 45); частота вращения – от 600 мин⁻¹; приведенный диаметр поверхности трения – 5,5 мм; ширина

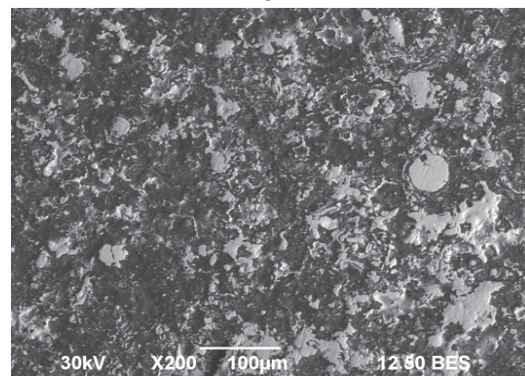
дорожки трения – 1 мм; длительность испытаний – 10 минут.



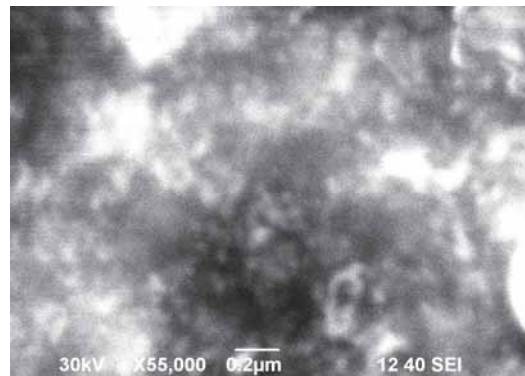
а



б



в



г

Рис. 1. Микро-(а, в) и наноструктура (б, г) композиционных покрытий:

а, б) 95% Al_2O_3 +5% WC-Co(12%);
в, г) 50% Al_2O_3 +50% WC-Co(12%)

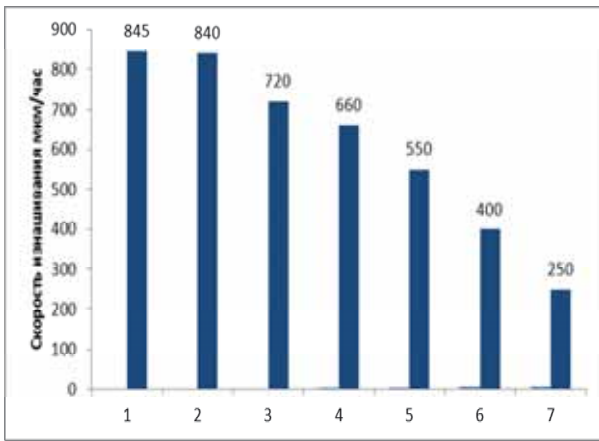


Рис. 2. Стойкости покрытий к абразивному изнашиванию:

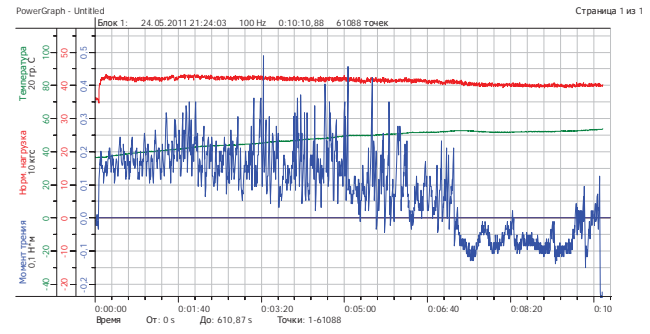
- 1 - 50% Al_2O_3 +50% WC-Co(12%);
- 2 - 80% Al_2O_3 +20% WC-Co(12%);
- 3 - 100% Al_2O_3 ;
- 4 - 5% Al_2O_3 +95% WC-Co(12%);
- 5 - 20% Al_2O_3 +80% WC-Co(12%);
- 6 - 95% Al_2O_3 +5% WC-Co(12%);
- 7 - 100% WC-Co(12%)

Проведенные триботехнические испытания покрытий свидетельствуют о перспективности повышения износостойкости керамических покрытий на основе Al_2O_3 путем добавления к ним порошка твердого сплава. Получаемые композиционные покрытия могут иметь достаточно широкий спектр применения в промышленности.

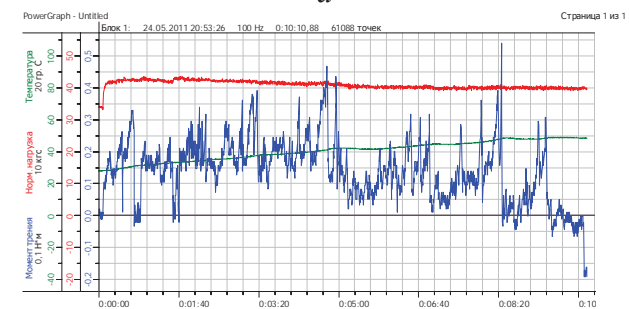
Исследования показали возможность дополнительного упрочнения наносимого материала за счет добавления в исходную смесь порошков для напыления ультрадисперсных алмазов, получаемых после высушивания и перемалывания водной суспензии УДА-В. Проведенные испытания показали повышение прочностных свойств материала в составе ВК-12 (70%) + Al_2O_3 (5%)+УДА-В (25%) на 30% по сравнению с аналогичным покрытием без добавления ультрадисперсных алмазов. Эпюры триботехнических испытаний композиционных покрытий на абразивную стойкость при вышеописанных режимах приведены на рис. 3.

С точки зрения совершенствования технологии напыления детонационных покрытий важно выявить связи между технологическими режимами напыления и качеством получаемых покрытий. Одним из наиболее важных и доступных для управления технологических параметров, влияющих на температуру и скорость движения частиц напыляемых порошков, является коэффициент

заполнения камеры сгорания газовой смесью, представляющий собой отношение суммарного расхода газа за один цикл к суммарному объёму ствола и камеры смешения.



а



б

Рис. 3 Эпюры триботехнических испытаний композиционных покрытий: а) Al_2O_3 5% + 95% WC-Co(12%) + УДА-В 25%, скорость изнашивания 270 мкм/ч, твердость $HV= 1400$ кгс/мм²; б) Al_2O_3 5%+95% WC-Co(12%), скорость изнашивания 662 мкм/ч; твердость $HV= 1500$ кгс/мм²

В связи с этим проведено исследование по поиску рационального коэффициента заполнения ствола (с использованием автоматизированной детонационной установки «Обь»), обеспечивающего нанесение твердосплавного детонационного покрытия с наилучшими качественными показателями при следующих прочих условиях: топливо – ацетилен (48%), окислитель – кислород (52%), инертный газ – азот; частота следования выстрелов – 5 Гц (производительность при этом составляет около 1,8 кг/ч); дистанция напыления – 150 мм. Каждая частица наносимого порошкового материала ВК-12 представляет собой сферу, состоящую из карбида вольфрама (88%), плакированного кобальтом (12%). Дисперсность частиц составляет 30...40 мкм (рис. 4). За один выстрел формируется пятно покрытия диаметром 20мм и толщиной порядка 15 мкм (рис. 5).

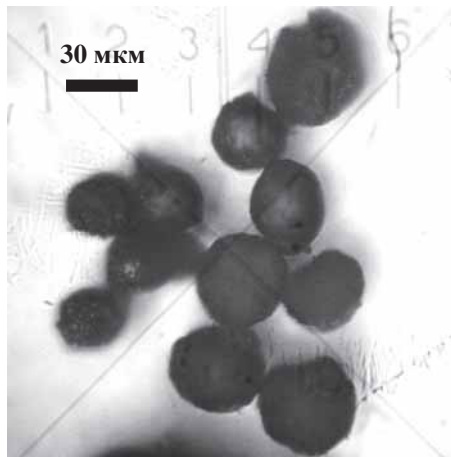


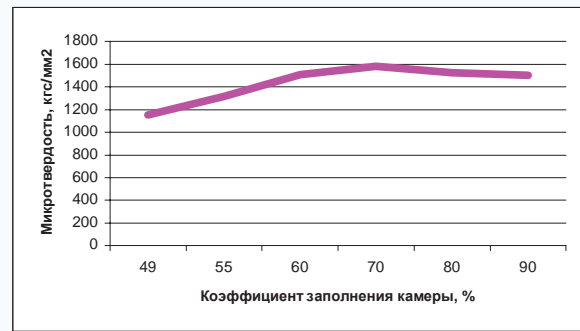
Рис. 4. Частицы порошка ВК-12



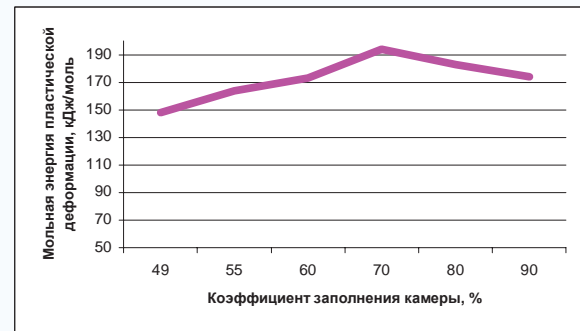
Рис. 5. Профиль пятна покрытия

Для испытаний готовились образцы (пластины из стали 45), на которые настреливали покрытие ВК-12 (50 выстрелов) при коэффициентах заполнения камеры сгорания (в %) 49, 55, 60, 70, 80, 90. На полученных образцах исследовали триботехнические свойства (скорость изнашивания, момент трения, температуру саморазогрева) твердосплавных покрытий по вышеописанной методике, изучали микроструктуру полученных покрытий с помощью растрового электронного микроскопа JSM-6390, оценивали микротвердость по Виккерсу при нагрузке на индентор 100гс и энергию активации пластической деформации, а также определяли прочность сцепления покрытия с основой при испытаниях на сдвиг.

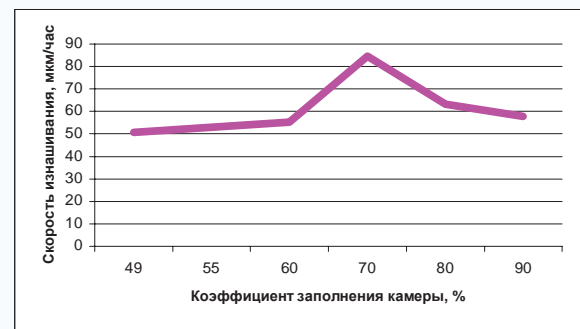
Результаты испытаний приведены на рис. 6. Исследования показали, что в исследуемом диапазоне изменения коэффициента заполнения ствола газовой смесью зависимость скорости изнашивания, микротвердости, мольной энергии пластической деформации



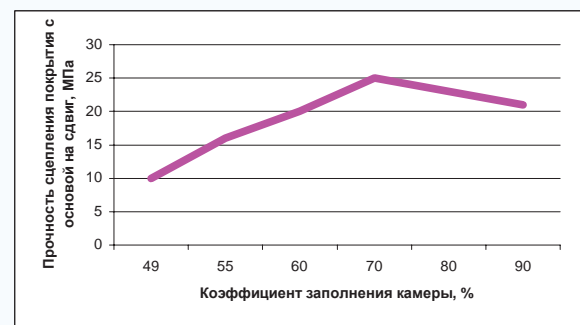
а



б



в



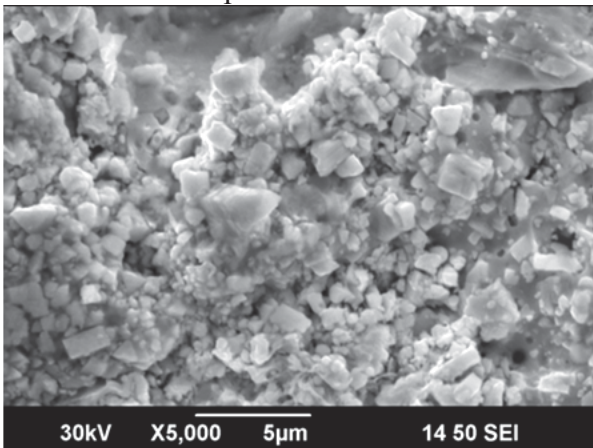
г

Рис. 6. Результаты оценки механических и триботехнических свойств детонационных покрытий ВК-12: микротвердости (а), мольной энергии пластической деформации (б), скорости изнашивания (в), прочности сцепления на сдвиг (г)

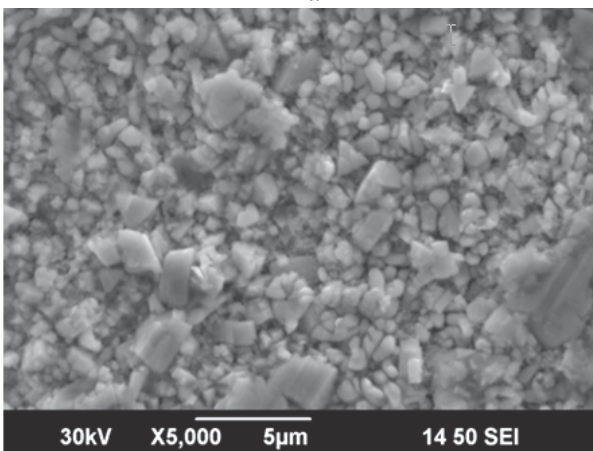
и прочности сцепления покрытия с основой имеют экстремум в области значения коэффициента 70%. С увеличением коэффициента заполнения камеры газовой смесью от 49 до 70% наблюдается практически линейный рост мольной энергии пластической дефор-

мации, обусловленный аккумулярованием энергии взрыва в форме запасенной энергии при пластической деформации наносимых частиц (наклеп частиц подтверждается ростом микротвердости). По достижении запасенной энергии критической величины (соответствующей экстремуму) материал покрытия переходит в максимально твердое, но хрупкое состояние. Зависимость между мольной энергией пластической деформации и скоростью изнашивания указывает на то, что ведущий механизм изнашивания покрытия имеет усталостную природу.

Анализ микроструктуры покрытий выполняли на полированных и протравленных шлифах (рис. 7). Анализ микроструктуры показал, что при коэффициенте заполнения ствола газовой смесью 49% покрытие является недостаточно плотным (пористым), с заметными границами между отдельными частицами, что может являться следствием недостаточного разогрева и разгона частиц напыляемого порошка.



а



б

Рис. 7. Микроструктура детонационных покрытий ВК-12 при коэффициенте заполнения ствола газовой смесью 55% (а) и 80% (б) (травление 40с в растворе плавиковой и азотной кислот (50/50%))

С увеличением коэффициента заполнения наблюдается повышение плотности и равномерности расположения зерен карбида вольфрама. После коэффициента заполнения 60% граница между частицами практически исчезает, а прочность сцепления покрытия с основой на сдвиг устанавливается возле максимальной отметки 25МПа.

Опыт применения детонационных покрытий в промышленности

Высокие эксплуатационные свойства детонационных покрытий обусловили широкое применение в Самарском промышленном регионе технологии детонационного напыления. В настоящее время по договору с ОАО «Волгабурмаш» детонационные твердосплавные покрытия успешно применяются для упрочнения шарошек трехшарошечных (рис. 8,а) и алмазных (рис. 8,б) буровых долот. Достижимый эффект (при толщине покрытия 200 мкм) – существенное повышение абразивной стойкости бурового инструмента, практически полное исключение выпадения породоразрушающего вооружения при работе на забое, снижение отказов по причине растрескивания шарошек.



а



б



в



з



д



е



ж

Рис. 8. Область применения детонационных покрытий

Высокие прочностные и адгезионные свойства покрытий позволяют использовать детонационные покрытия для восстановления штампового инструмента, например вырубных штампов для сепараторов подшипников качения, а также пуансонов (рис.

8, в). В автомобильной промышленности детонационные покрытия находят применение, в частности, для восстановления и упрочнения изношенных шеек коленчатых валов (рис. 8, з). Выявленная при испытаниях высокая фрикционная совместимость пары трения «твердосплавное детонационное покрытие – серебряное покрытие» нашла применение при изготовлении дисков разгрузки центробежных насосов типа ЦНС (рис. 8, д). При этом на рабочую поверхность одного диска наносится твердосплавное покрытие, а на рабочую поверхность другого – антифрикционное серебряно-алмазное покрытие. В машиностроении детонационные покрытия широко применяются для восстановления изношенных шпинделей (рис. 8, е). Теплоизоляционные покрытия оксида алюминия применяют для ресурсоповышающей обработки медных сопел сварочных горелок (рис. 8, ж). Одной из наиболее эффективной области применения твердосплавных покрытий, является упрочнение элементов сельскохозяйственной техники, например, лап сошников.

Отмеченные приложения далеко не исчерпывают область возможного использования детонационных покрытий. Круг обрабатываемых деталей непрерывно расширяется, а методики и оборудование для детонационного напыления непрерывно совершенствуются, открывая новые перспективы и сферы применения данной технологии.

Библиографический список

1. Бартенев, С.С. Детонационные покрытия в машиностроении. [Текст] / С.С. Бартенев, Ю.П. Федько, А.И. Григоров – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд. - 1982. -215с.
2. Тушинский, Л.И. Исследование структуры и физико-механических свойств покрытий. [Текст] / Л.И. Тушинский, А.В. Плохов Новосибирск: Наука, 1986. -216с.
3. Астахов, Е.А. Научно-технологические основы управления свойствами детонационных покрытий [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 05.03.06 / Е.А. Астахов; НАН Украины; Институт электросварки им. Е.О.Патона. - Киев, 2005. – 382с.
4. Ульяницкий, В.Ю. Физические основы детонационного напыления [Текст] дис. ... д-ра техн. наук: 01.02.05/ В.Ю. Ульяницкий: ИГиЛ СО РАН. – Новосибирск, 2001. - 242 с.

**PERSPECTIVE TECHNOLOGIES, PROPERTIES AND APPLICATION
OF DETONATION COVERINGS**

© 2011 M. V. Nenashev, S. J. Ganigin, A. N. Zhuravlev, A. S. Dyakonov, S. A. Belokorovkin,
D. Yu. Karyakin

Samara State Technical University

New directions in the field of a detonation dusting of firm wearproof coverings are described. Results of research mechanical and tribotechnical properties nanostructured composite ceramic-metal coverings are resulted. The scope of detonation coverings in the industry is shown in the article.

Firm alloy, ceramics, nanostructured composite coverings, ultradisperse diamonds.

Информация об авторах

Ненашев Максим Владимирович, доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе Самарского государственного технического университета. E-mail: max71@mail.ru. Область научных интересов: технология производства и утилизации энергонасыщенных веществ, покрытия специального назначения.

Ганигин Сергей Юрьевич, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного технического университета. E-mail: gverdcitelly@gmail.com. Область научных интересов: детонационные технологии, системы автоматизированного управления.

Журавлев Андрей Николаевич, кандидат технических наук, старший научный сотрудник Самарского государственного технического университета. E-mail: zan.samgtu@mail.ru. Область научных интересов: твердые материалы и покрытия, технология сборочного производства, механика разрушения твердых тел.

Дьяконов Александр Сергеевич, старший преподаватель Самарского государственного технического университета. E-mail: tribo@rambler.ru. Область научных интересов: абразивный инструмент.

Белокоровкин Сергей Александрович, аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: SpiderBSA@mail.ru. Область научных интересов: противозносные покрытия, долотостроение.

Карякин Дмитрий Юрьевич, аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: dilun7@mail.ru. Область научных интересов: детонационные покрытия, режущий инструмент.

Nenashev Maxim Vladimirovich, Doctor of Technical Science, the professor, the pro-rector on scientific work of Samara State Technical University. E-mail: max71@mail.ru. Area of research: detonation technologies, special purpose coverings.

Ganigin Sergey Juryevich, Candidate of Technical Science, senior lecturer of Samara State Technical University. E-mail: grail@rambler.ru. Area of research: detonation technologies, automated management systems.

Zhuravlev Andrey Nikolayevich, Candidate of Technical Science, senior scientific employee of Samara State Technical University. E-mail: zan.samgtu@mail.ru. Area of research: firm materials and coverings, technology of assembly manufacture, the mechanic of destruction of firm bodies.

Belokorovkin Sergey Alexandrovich, post-graduate student of Samara State Technical University. E-mail: SpiderBSA@mail.ru. Area of research: tribotechnical coverings, technology of chisel's production.

Dyakonov Alexander Sergeevich, The senior teacher of Samara State Technical University. E-mail: tribo@rambler.ru. Area of research: detonation coverings, abrasive tool.

Karyakin Dmitriy Yuryevich, post-graduate student of Samara State Technical University. E-mail: dilun7@mail.ru. Area of research: the detonation coverings, the cutting tool.

ПРИМЕНЕНИЕ ДЕТОНАЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ ДЛЯ СОЗДАНИЯ НОВОГО МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

© 2011 М. В. Ненашев, И. Д. Ибатуллин, А. В. Утянкин, А. Н. Журавлев, В. В. Усачев,
Д. Ю. Карякин, А. С. Дьяконов

Самарский государственный технический университет

Приводятся результаты разработки и исследований новых металлообрабатывающих инструментов для токарной и сверлильной обработки конструкционных материалов, полученных с помощью детонационных технологий.

Детонационные покрытия, керамика, твердый сплав, пластическое сверление, сменные накладные пластины.

Преимущества детонационного напыления твердых сплавов в инструментальном производстве

В современном машиностроении (в т.ч. авиастроении) широко применяется металлообрабатывающий твердосплавный инструмент или инструмент, содержащий твердосплавные элементы (в виде вставок или сменных накладных пластин). Традиционно твердые сплавы получают в результате длительной и энергоемкой технологии спекания порошков, включающей операции смешивания порошков с пластификатором, сушку порошка, прессование изделия, отгонку пластификатора, спекание в вакууме, окончательное спекание при избыточном давлении защитного газа. Учитывая, что эксплуатационные характеристики режущего инструмента зависят от прочности и геометрии рабочих кромок, целесообразно геометрию инструмента обеспечивать изготовлением основы соответствующей формы, а прочностные, антифрикционные и др. свойства обеспечивать нанесением покрытий. Так, для нанесения твердосплавных покрытий наиболее перспективным методом является детонационное напыление твердосплавных порошков с помощью автоматизированных детонационных комплексов. Данный метод обладает множеством преимуществ.

1. Высокая производительность детонационных установок позволяет вести обработку изделий в промышленных масштабах.

2. Имеется возможность нанесения многослойных, композиционных, градиентных и др. покрытий.

3. Высокая адгезия покрытий к различным основам позволяет покрытиям функционировать при давлениях резания.

4. Энергосбережение при эксплуатации детонационных комплексов обеспечивается использованием для напыления энергии взрыва газовых смесей.

5. Механические свойства твердосплавных детонационных покрытий не уступают по прочности спеченным твердым сплавам.

6. При детонационном напылении основа не подвергается значительному разогреву, как при наплавке.

7. Для нанесения детонационных покрытий требуется меньше производственных площадей и технологического оборудования, чем для спекания.

8. При нанесении покрытий дорогие материалы (твердые сплавы) расходуются более экономно.

Указанные преимущества детонационных твердосплавных покрытий послужили стимулом к поиску области их рационального применения в инструментальном производстве. В качестве примера в данной статье рассмотрены результаты разработки и исследования нового инструмента для пластического сверления и токарной обработки.

Инструмент для пластического сверления

В последние годы в отечественной промышленности начала находить применение

новая технология формирования отверстий, осуществляемая методом пластического сверления (flow drilling). Процесс формирования отверстия основывается на разогреве материала под действием трения, возникающего в результате действия комбинации осевой силы подачи и относительно высокой скорости вращения инструмента (пуансона). Разогретый металл становится пластичным, что позволяет выдавливать его из зоны формирования отверстия за счет осевой нагрузки, приложенной к пуансону. Данный процесс позволяет изготавливать отверстия в тонкостенных деталях с возможностью последующего нарезания в них качественной резьбы (технологии фирм «FormDrill», «Zecha», «Centerdrill» и др.) за счет того, что на обратной стороне отверстия формируется вытянутый участок, образующий подобие вставленной в отверстие втулки. Высота получаемой втулки может превышать толщину материала до 4 раз.

В настоящее время процесс пластического сверления находит применение для получения: резьбовых втулок; подшипниковых втулок; втулок под пайку; сквозных отверстий; сквозных отверстий с уплотненной кромкой для круглых профилей. Помимо формирования отверстий, с использованием принципа пластического течения возможна реализация и других важных технологических процессов, включая формирование фитингов, приваривание втулок, сварку листовых материалов и др.

Специальная геометрия инструмента (пуансонов) и использование для его изготовления твердого сплава обеспечивают высокую стойкость инструмента до нескольких тысяч операций. При этом инструмент не требует обслуживания (перетачивания).

К преимуществам данного технологического процесса также можно отнести возможность формирования отверстий под разными углами; повышенный момент затягивания резьбы и высокую допустимую нагрузку подшипниковых втулок; простоту и надежность при практической реализации; бесстружечный процесс формирования отверстий и др.

Однако наряду с достоинствами описанного метода имеется и недостаток, за-

ключающийся в сложности изготовления и дороговизне пуансонов, а также в их высокой теплопроводности, благодаря которой формируется «паразитный» тепловой поток из зоны формирования отверстий через тело инструмента в шпиндель станка. Данный тепловой поток становится причиной неоправданного расхода электроэнергии и снижения эффективности обработки.

В лаборатории наноструктурированных покрытий разработаны новые конструкции и технология производства пуансонов для пластического сверления, обеспечивающие снижение стоимости и повышение эффективности инструмента. При этом учитывали следующие требования к инструменту.

1. Способность сохранять прочностные свойства (красностойкость) при нагреве до 600...650°C (для цветных металлов). При этом материал должен обладать достаточным запасом пластичности, чтобы не разрушаться от ударов и вибраций.

2. Материал должен иметь низкую теплопроводность, чтобы генерируемое при трении тепло в большей степени производило работу пластического сверления, а не отводилось в шпиндель станка.

3. Инструмент должен быть простым и экономичным в изготовлении, хранении и эксплуатации.

4. Поверхность должна иметь малую адгезию к обрабатываемому материалу и обладать высокой стойкостью к коррозии, термостойкостью и износостойкостью.

Вышеописанные требования трудно обеспечить при использовании одного материала. В таком случае наиболее рациональным решением будет использовать композицию из основного материала и функционального покрытия. Исходя из этого разработанный инструмент для пластического сверления предложено изготавливать из быстрорежущей стали с нанесением на формообразующие участки инструмента (расширяющий, калибрующий и торцующий) промежуточного керамического теплоизолирующего слоя (оксида алюминия), затрудняющего теплоотвод из зоны обработки в инструмент и далее в шпиндель станка, и внешнего износостойкого покрытия (твердого сплава), обеспечивающего долговечность инструмента (рис. 1, а,б,в).

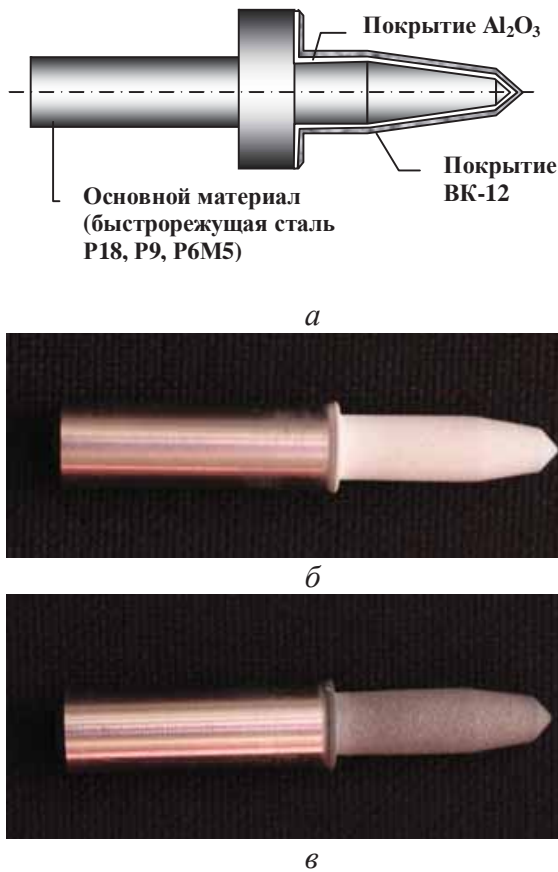


Рис. 1. Пуансон для пластического сверления: а – схема расположения слоев покрытий; б – напыление на стальную заготовку теплоизолирующего керамического подслоя; в – нанесение на керамику внешнего износостойкого твердосплавного покрытия

Применение быстрорежущих сталей в качестве основного материала обусловлено во-первых, низкой теплопроводностью стали, что позволяет дополнительно уменьшить теплоотвод из зоны обработки; во-вторых, быстрорежущие стали дешевле и легче обрабатываются, чем твердые сплавы, что позволяет сделать инструмент более дешевым; в-третьих, быстрорежущие стали более устойчивы к ударам и вибрациям, чем твердые сплавы, что повышает эксплуатационную надежность инструмента; в-четвертых, быстрорежущие стали имеют высокую красностойкость, позволяющую без снижения прочности работать в условиях циклического нагрева до 600...650°C.

Известно, что температура разогрева инструмента для пластического сверления при эксплуатации не превышает $0,5 \cdot T_{пл}$, где $T_{пл}$ – температура плавления обрабатываемого материала. Поэтому данный инстру-

мент позволит обрабатывать конструкционные материалы с температурой плавления до 1200°C, например алюминиевые и медные сплавы.

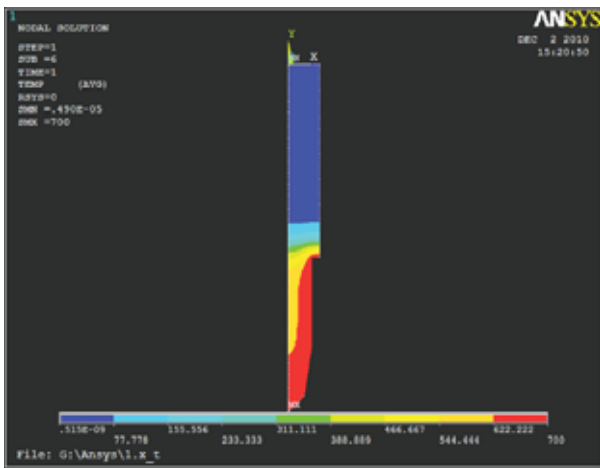
Для нанесения твердосплавного и теплоизолирующего покрытий на инструмент используется детонационный метод, позволяющий:

- обеспечить высокую скорость нанесения покрытий (несколько секунд на один инструмент);
- нанести покрытие с высокой адгезией (до 80 МПа) без значительного разогрева и деформации основы;
- сформировать в инструменте благоприятные остаточные напряжения сжатия, повышающие стойкость инструмента к циклическим нагрузкам.

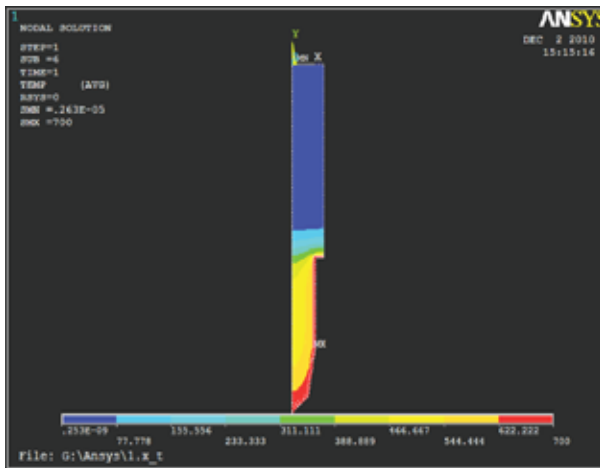
После детонационного напыления твердосплавного покрытия на инструмент калибрующая и торцующая части шлифуются в размер требуемого отверстия, а расширяющая часть остается без шлифования. При этом благодаря естественной шероховатости поверхности покрытия ($R_z > 30$), полученного детонационным методом, в расширяющей части будет обеспечено более интенсивное тепловыделение при трении в зоне формирования отверстия и, как следствие, более высокая производительность обработки.

Влияние теплоизолирующего подслоя на тепловые потоки, формирующиеся при пластическом сверлении, исследовалось при помощи программного продукта ANSYS. Для этого были построены конечно-элементные модели нового и традиционного (цельно-твердосплавного) инструментов. Результаты численных исследований показали (рис 2, а, б), что заметные изменения скорости нагрева инструмента наблюдаются уже при толщинах керамического подслоя выше 50 мкм.

Для получения дополнительного эффекта при пластическом сверлении предложено перед воздействием пуансона предварительно разогревать место обработки от внешнего источника тепла (газовой горелки).



а



б

Рис. 2. Распределение теплового поля при нагреве рабочей части инструмента в течение 1 с. Основа – быстрорежущая сталь P18: а без покрытий; б – с керамическим подслоем Al_2O_3 и твердосплавным покрытием ВК-12

Исследования показали, что при этом появляется возможность использования менее мощного и дорогостоящего оборудования для формирования отверстий; существенно снижаются осевые нагрузки, что важно при обработке тонкостенных деталей; время получения отверстия сокращается на порядок; появляется возможность обработки более толстостенных заготовок; повышается долговечность инструмента за счет снижения осевых нагрузок; повышается качество получаемых отверстий.

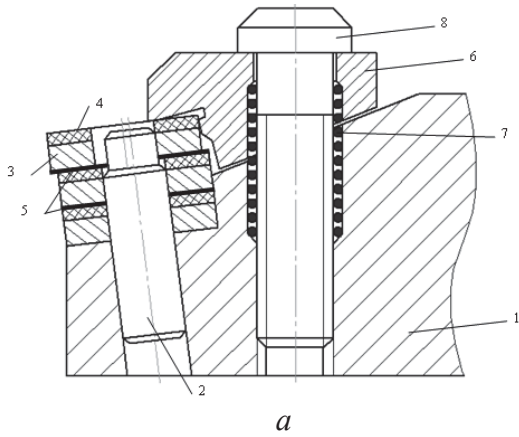
Сменные режущие пластины для токарной обработки

В настоящее время на смену режущему инструменту с напаянными твердосплавными вставками приходят резцы со сменными режущими пластинами (СРП), основ-

ные типы и размеры которых регламентированы ГОСТ 28101-89, ГОСТ 24996-81, ИСО 5610-89 и др. В лаборатории наноструктурированных покрытий СамГТУ разработаны новые конструкция и технология изготовления СРП, обеспечивающие повышение ударной прочности и снижение стоимости инструмента.

Предложенный режущий инструмент (рис. 3,а,б) состоит из державки 1 с запрессованным в нее штифтом 2, на который надеты сменные режущие пластины, представляющие собой металлические шайбы 3, с нанесенным на рабочую поверхность твердым покрытием 4. Сменные режущие пластины разделены между собой слоем высоковязкой демпфирующей жидкости 5. Сменные режущие пластины фиксируются на державке с помощью прижимной лапки 6, которая через пружину 7 стягивается винтом 8. Данный инструмент с СРП включает стопку сменных режущих пластин, разделенных демпфирующим материалом. При этом режущие пластины состоят из профилированного основания и нанесенного на него твердого покрытия, а нижние пластины в стопке выполняют функцию опорной пластины. Повышение ударной стойкости инструмента обеспечивается тем, что в данной конструкции ударная нагрузка, например при обдирочных операциях, приходится на стопку пластин, обладающих свойствами пластинчатого демпфера. Снижение стоимости режущих пластин обеспечивается за счет того, что режущие пластины представляют собой основание из недорогих конструкционных материалов с нанесенным на него слоем износостойкого покрытия, наносимого детонационным методом или порошковой наплавкой. Повышение срока службы инструмента достигается тем, что после изнашивания рабочей кромки помимо возможности поворота пластины имеется возможность замены верхней (изношенной) СРП на одну из нижних (неизношенных) СРП.

Технология изготовления СРП включает следующие операции: штампования листовой стали с целью придания СРП требуемой формы (при необходимости); вырубки пластин из листа; детонационного напыления твердых сплавов на пластины; шлифования пластин.



б

Рис. 3. Схема (а) и общий вид (б) реза с СРП

По данной технологии были изготовлены СРП типа RNGA 16T1M0-PR5 (по стандарту ISO 1832) (рис. 2,а) и аналогичные пластины для чистовой обработки с канавкой для снятия стружки (рис. 4,б).



а



б

Рис. 4. Вид режущих кромок СРП с детонационным напылением: а – без канавки; б – с канавкой

Для изготовления СРП использовали два вида покрытий, имеющих высокие механические и триботехнические свойства – твердосплавное (ВК-12) и композиционное (смесь керамики Al_2O_3 с твердым сплавом ВК-12 в равных долях). Данные пластины сравнивали со стандартными твердосплавными пластинами с канавкой и без нее.





Для проведения испытаний нового инструмента на стойкость производили резание цилиндрической заготовки из алюминиевого сплава АК-6 (в закаленном и состаренном состоянии) диаметром 50 мм при следующих режимах: длительность резания 7,5 мин; частота вращения шпинделя 500 мин^{-1} ; продольная подача 0,2 мм/об.; глубина резания 0,4 мм. После испытаний оценивали интенсивность изнашивания режущей кромки J как отношение величины линейного износа пластины к пути резания (табл. 1). Испытания показали, что на СРП с напылением композиционного покрытия при точении быстро формируется нарост (рис. 5), что может быть объяснено ухудшением теплоотвода из зоны резания, ведущего к повышению температуры режущей кромки и последующему схватыванию с обрабатываемым материалом. На поверхности пластин с твердосплавным напылением наросты при точении не формировались.



Рис. 5. Нарост на режущей кромке СРП с композиционным металлокерамическим покрытием

Для оценки качества чистовой обработки различными пластинами производили токарную обработку вышеназванного материала при режимах: частота вращения шпинделя 1000 мин^{-1} ; глубина резания 0,1 мм; продольная подача 0,01 мм/об. После обработки оценивали параметры шероховатости поверхности с помощью профилографа-профилометра «Абрис-ПМ7». Результаты испытаний сведены в табл. 1.

Таблица 1. Сравнительные испытания стандартных СРП и пластин с твердосплавным детонационным напылением

Вид	R_{\max}	R_z	R_a	S_m	J	
Стандартные		6,79	4,99	0,98	77,4	$4,2 \times 10^{-5}$
		7,37	5,15	0,85	50,5	$2,8 \times 10^{-5}$
Новые		9,95	7,06	1,53	102,9	$2,1 \times 10^{-5}$
		3,45	2,57	0,52	44,2	$2,3 \times 10^{-5}$

Из полученных результатов видно, что по стойкости и качеству обработки новые СРП превосходят стандартные пластины.

Заключение

1. Разработаны новые конструкция и технология изготовления пуансонов для пластического сверления, содержащие теплоизоляционный керамический подслоя, позволяющий уменьшить паразитный теплоотвод через инструмент в шпиндель станка.

2. Разработаны новые конструкция и технология изготовления режущих сменных пластин для токарной обработки с применением детонационных твердосплавных покрытий.

3. Производство и применение нового инструмента позволяет снизить себестоимость его изготовления и повысить эксплуатационные характеристики.

APPLICATION OF DETONATION COVERINGS FOR CREATION OF NEW METALCUTTING TOOL

© 2011 M. V. Nenashev, I. D. Ibatullin, A. V. Utjankin, A. N. Zhuravlev, V. V. Usachyov, D. Ju. Karjakin, A. S. Dyakonov

Samara State Technical University

The results of workings out and researches of the new metalcutting tool for turning and drilling processing of the constructional materials, received with application of detonation technologies are resulted in the article.

Detonation coverings, ceramics, firm alloy, plastic drilling, replaceable cutting plates.

Информация об авторах

Ненашев Максим Владимирович, доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе Самарского государственного технического университета. E-mail: max71@mail.ru. Область научных интересов: технология производства и утилизации энергонасыщенных веществ, покрытия специального назначения.

Ибатуллин Ильдар Дугласович, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного технического университета. E-mail: tribo@rambler.ru. Область научных интересов: трибология, методы и приборы контроля качества поверхностей, гальванические и детонационные покрытия, механика разрушения твердых тел.

Утянкин Арсений Владимирович, аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: arsenii_86@mail.ru. Область научных интересов: компьютерное моделирование, методы и приборы контроля качества поверхностей.

Журавлев Андрей Николаевич, кандидат технических наук, старший научный сотрудник Самарского государственного технического университета. E-mail:

zan.samgtu@mail.ru. Область научных интересов: твердые материалы и покрытия, технология сборочного производства, механика разрушения твердых тел.

Усачёв Василий Владимирович, аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: vas-usachev@yandex.ru. Область научных интересов: детонационные покрытия, пластическое сверление.

Карякин Дмитрий Юрьевич, магистрант Самарского государственного технического университета. E-mail: dilun7@mail.ru. Область научных интересов: детонационные покрытия, режущий инструмент.

Дьяконов Александр Сергеевич, старший преподаватель Самарского государственного технического университета. E-mail: tribo@rambler.ru. Область научных интересов: абразивный инструмент.

Nenashev Maxim Vladimirovich, Doctor of Technical Science, the professor, the pro-rector on scientific work of Samara State Technical University. E-mail: max71@mail.ru. Area of research: detonation technologies, special purpose coverings.

Ibatullin Ildar Douglasovich, Candidate of Technical Science, senior lecturer of Samara State Technical University. E-mail: tribo@rambler.ru. Area of research: tribology, methods and devices of quality assurance of surfaces, galvanic and detonation coverings, mechanics of destruction of firm bodies.

Utjankin Arseniy Vladimirovich, post-graduate student of Samara State Technical University. E-mail: arsenii_86@mail.ru. Area of research: computer modelling, methods and devices of quality assurance of surfaces.

Zhuravlev Andrey Nikolayevich, Candidate of Technical Science, senior scientific employee of Samara State Technical University. E-mail: zan.samgtu@mail.ru. Area of research: firm materials and coverings, technology of assembly manufacture, the mechanic of destruction of firm bodies.

Usachyov Vasily Vladimirovich, post-graduate student of Samara State Technical University. E-mail: vas-usachev@yandex.ru. Area of research: detonation coverings, plastic drilling.

Karyakin Dmitriy Yuryevich, master of Samara State Technical University. E-mail: dilun7@mail.ru. Area of research: the detonation coverings, the cutting tool.

Dyakonov Alexander Sergeevich, The senior teacher of Samara State Technical University. E-mail: tribo@rambler.ru. Area of research: detonation coverings, abrasive tool.

ПРИБОРЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТЕЙ

© 2011 Т. А. Шашкина, А. В. Утянкин, А. Р. Галлямов, А. С. Дьяконов

Самарский государственный технический университет

Приводятся результаты разработки универсального программно-аппаратурного комплекса для исследования механических, геометрических и триботехнических свойств поверхностей образцов материалов и деталей машин.

Программно-аппаратурный комплекс, склерометрия, твердость, трение, профилографирование, остаточный ресурс, энергия пластической деформации.

Введение

Качество поверхностей на современном этапе научно-технического развития обеспечивает основные показатели надежности, технического совершенства и конкурентоспособности технологических, энергетических и транспортных машин при их разработке, производстве и в эксплуатации. От качества поверхностей деталей напрямую зависит износостойкость, коррозионная стойкость, усталостная прочность, трещиностойкость, контактная жесткость, электропроводность, оптические свойства, коэффициент трения материалов, а также внешний вид детали. К одним из основных свойств поверхностей относятся микрогеометрия, микротвердость, износостойкость, коэффициент трения, пластичность. Для оценки этих свойств используется обширный перечень дорогостоящих приборов: профилографов, микротвердометров, склерометров, трибометров и др. Поэтому для организации лабораторий оценки качества поверхностей требуются обширные площади и значительные капитальные вложения, исчисляемые миллионами рублей. Для многих учебных заведений, научных центров, малых предприятий такие затраты зачастую неприемлемы, учитывая, что каждый прибор требует периодической поверки и сертификации. В этом случае выходом из ситуации является применение универсальных, многофункциональных исследовательских приборов для оценки качества поверхностей, однако маркетинговые исследования и патентный анализ показали, что в настоящее время такие приборы отсутствуют. Кроме того, в последние годы сформировались новые направления в исследовании физического состояния по-

верхностных слоев, которые не могут быть реализованы с помощью классических приборов. К таковым относится оценка энергетических параметров пластической деформации и разрушения материала поверхностного слоя, позволяющая прогнозировать остаточный ресурс материалов, работающих в условиях усталости. В данной статье приводится описание ряда устройств, предназначенных для всесторонней оценки качества поверхностей.

Переносной склерометр

Одним из важных направлений исследований параметров поверхностных слоев, развиваемых в СамГТУ, является оценка критериев прочности, характеризующих фундаментальные свойства материалов. Материал на поверхностях трения деталей машин представляет собой открытую термодинамическую систему, внутренняя энергия которой в процессе эксплуатации растет за счет накопления упругих искажений кристаллической решетки, тепловыделения при трении, диффузионных потоков, химических реакций и др. факторов. Поэтому, касаясь проблемы оценки прочности поверхностных слоев, подверженных при эксплуатации усталости и изнашиванию, нельзя обойти критерии прочности, основанные на структурно-энергетической теории. Рассматривая состояние поверхностного слоя в энергетическом фазовом пространстве, наиболее стабильным является состояние с минимальной внутренней энергией (в данном состоянии материал может находиться сколь угодно долго без разрушения). Процесс любой природы (физический, химический, механический и др.), вызывающий рост внутренней

энергии и, следовательно, увеличивающий неравновесность системы, может быть интерпретирован как процесс повреждаемости материала. Разрушение материала связано с достижением его внутренней энергии u критической величины u^* – энергии активации разрушения (в этом состоянии материал теряет пластичность и появляются хрупкие трещины). Фундаментальная роль энергетических барьеров в кинетике протекания неравновесных процессов отмечается в молекулярно-кинетической теории Я.И. Френкеля, термофлуктуационной концепции прочности академика С.Н. Журкова, синергетической теории бифуркаций открытых систем и т.д. Поэтому весьма важным направлением исследования свойств детонационных покрытий является оценка энергетических параметров деформации и разрушения материала поверхностного слоя. Уравнения энергетического баланса поверхностных слоев, деформируемых трением, и методики оценки энергетических параметров повреждаемости приведены в работе [1].

В качестве переносного устройства для безобразцовой оценки мольной энергии пластической деформации поверхностных слоев деталей машин в полевых условиях предложена модель маятникового склерометра, общий вид и схема которого приведены на рис. 1, а, б. Прибор состоит из переносного модуля 1, микроконтроллерного блока обработки информации 2 и соединительного кабеля 3 (рис. 1, а).

Механическая часть маятникового склерометра включает следующие элементы: три магнитные опоры, жестко закрепленные на цилиндрических направляющих; вдоль направляющих перемещается каретка, положение которой относительно направляющих может фиксироваться боковыми винтами; ручка склерометра, шарнирно связанная с кареткой; датчик касательной силы, один конец которого связан с механизмом регулировки положения индентора (при настройке величины заглубления индентора) или жестко соединен с корпусом (после завершения настройки), а другой конец - с индентором.

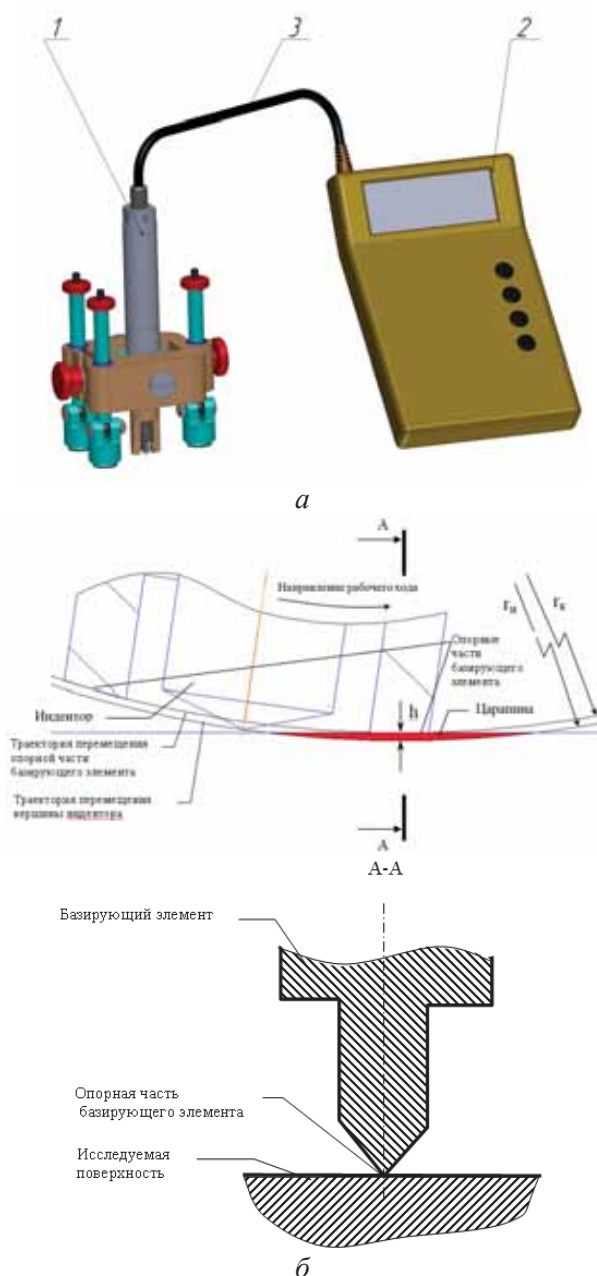


Рис. 1. Общий вид переносного склерометра (а) и схема формирования борозды (б)

В нижней части корпуса находятся два симметричных выступа. Опорная часть выступов изготовлена в виде заостренной с двух сторон кромки. Линии кромок на обоих выступах описывают дугу, лежащую на окружности, центр которой совпадает с центром вращения корпуса относительно поперечной планки. В процессе отладки склерометра с помощью дифференциального винта регулировки положения индентора добиваются такого взаимного положения корпуса и датчика касательной силы, при котором расстояние r_u от центра вращения корпуса (оси шарнира) до вершины индентора превышает

ет расстояние r_k от того же центра до дуги, описываемой кромками выступов, на величину, равную требуемой глубине внедрения индентора при склерометрировании h . Таким образом, при повороте корпуса относительно поперечной планки вершина индентора и кромки выступов на корпусе описывают дуги с радиусами, отличающимися на величину, равную требуемой глубине внедрения индентора (рис. 1,б).

Методика склерометрирования выполняется по следующим этапам. Освобождают фиксирующие винты и все стойки с магнитными опорами опускают в крайнее нижнее положение. Затем склерометр при помощи магнитных стоек фиксируют на поверхности исследуемой детали. Корпус склерометра вращательным движением отводят вбок, при этом угол наклона корпуса по отношению к контролируемой поверхности составляет $\sim 85^\circ$. Плавно опускают корпус вдоль направляющих до соприкосновения одной из базисующих кромок корпуса с поверхностью, после чего поперечную планку в данном положении фиксируют винтами. Затем, взявшись за верхний конец корпуса, по дуге перемещают его через вертикальное положение в противоположную сторону до контакта с поверхностью второй базисующей кромки. При этом индентор, описывая дугу, приближается к поверхности, внедряется в нее на заданную величину и плавно выходит из контакта. В процессе пропахивания поверхности индентором производят непрерывное измерение касательной силы, при этом с помощью пикового детектора выделяют и сохраняют максимальное значение касательной силы $F_{\tau \max}$, которая соответствует центральному участку царапины в зоне максимального внедрения индентора h (величина которого задается в ходе предварительной настройки склерометра). Расчет энергии активации пластической деформации выполняется автоматически с помощью микроконтроллерной системы сбора данных. Полученные результаты отображаются на жидкокристаллическом дисплее.

Технические характеристики маятникового склерометра: габариты (механическая часть) – $70 \times 50 \times 140$ мм; масса – 300 г; рабочий угол поворота корпуса – 30° ; максимальная глубина лунки – до 5 мкм; длина лунки – ~ 2

мм; отрывное усилие магнитных опор – 10 кгс; источник автономного питания – аккумулятор (6 В); потребляемая мощность – до 0,5 Вт; индентор – алмазная пирамида Виккерса; форма исследуемых поверхностей – плоские, цилиндрические (с радиусом не менее 35 мм); положение склерометра при испытаниях – произвольное (вертикальное, горизонтальное, под углом к горизонту).

Малогабаритный лабораторный склерометрический программно-аппаратурный диагностический комплекс

Основываясь на данном подходе, в лаборатории наноструктурированных покрытий СамГТУ разработан склерометрический программно-аппаратурный комплекс, предназначенный для энергетической оценки накопленной повреждаемости и прогнозирования остаточного ресурса на образцах и деталях из конструкционных металлов и сплавов в лабораторных условиях. Общий вид склерометров для работы в автономном и стационарном режимах показан на рис. 2.

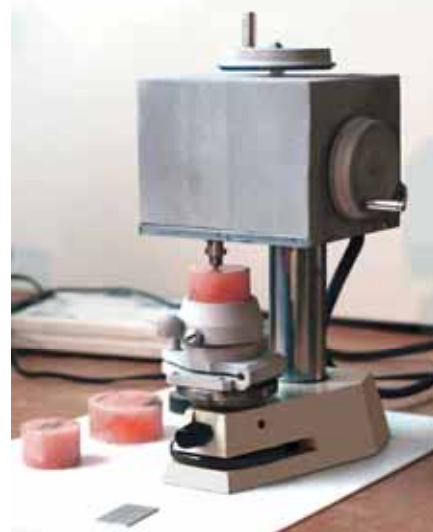


Рис. 2. Общий вид малогабаритного лабораторного склерометра

Прибор содержит датчики нормальной и касательной сил, а также датчик вертикального перемещения индентора и позволяет проводить исследования как при фиксированной нормальной нагрузке, так и при фиксированном заглублении индентора. За счет непрерывного контроля глубины внедрения индентора в поверхностный слой при нормальном нагружении индентора (в диапазоне до 200 гс) прибор позволяет оценивать микротвердость материала в процессе

внедрения индентора. Отличительная особенность конструкции склерометрической головки прибора заключается в том, что механизмы нормального нагружения и тангенциального перемещения индентора не содержат узлов трения. Они заменены системой плоскопараллельных пружин. Данное решение позволяет полностью устранить погрешности, связанные с трением и износом направляющих. Гибкая подвеска индентора позволяет при царапании поверхности огибать все неровности профиля, сохраняя заданную глубину внедрения алмазной пирамиды в поверхностный слой.

Пример эпюры склерометрических испытаний приведен на рис 3.

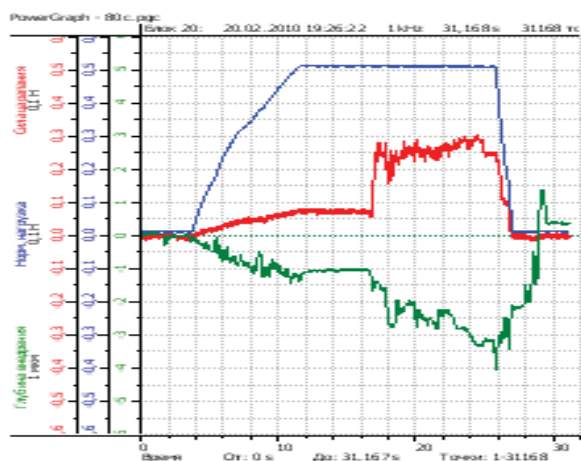


Рис. 3. К оценке энергии активации пластической деформации. Материал – твердый сплав ВК-12

Универсальный программно-аппаратурный комплекс для контроля качества поверхностей

В развитие предыдущих разработок в СамГТУ разработан новый многофункциональный программно-аппаратурный комплекс для оценки качества поверхностей (рис. 4).

Комплекс включает следующие элементы: стойку портального типа с автоматизированным и ручным вертикальным перемещением траверсы; стол с автоматизированным приводом горизонтального перемещения, имеющий также ручные механизмы вертикального перемещения столика и наклона исследуемых образцов; траверсу с измерительной головкой, включающую автоматизированные механизмы нагружения индентора и горизонтального перемещения каретки, а также датчики нормальных и касательных

сил, действующих на индентор, датчик вертикальных перемещений индентора.



Рис. 4. Диагностический программно-аппаратурный комплекс для оценки качества поверхностей

Комплекс имеет компьютеризированную систему сбора данных с каналами измерения нормальной и касательной нагрузок, вертикальных перемещений индентора, а также температуры разогрева испытываемой пары трения. Кроме того, имеются резервные каналы для сбора данных с других датчиков по усмотрению оператора. Простота конструкции позволяет снизить стоимость трибометров (в базовой комплектации) в 2...3 раза по сравнению с аналогичными образцами. Характеристики комплекса приведены в табл. 1.

Комплекс позволяет выполнять следующие функции: 1) профилографирование поверхности с возможностью записи волнограммы на участке поверхности длиной до 100 мм; 2) определение градиента механических свойств путем измерения микротвердости в процессе внедрения индентора; 3) оценка энергии активации пластической деформации поверхностного слоя; 4) определение коэффициента трения и износостойкости при возвратно-поступательном движении шарикового индентора по поверхности; 5) прогнозирование остаточного ресурса испытываемого материала по энергетическому критерию прочности.

Таблица 1. Технические характеристики склерометра

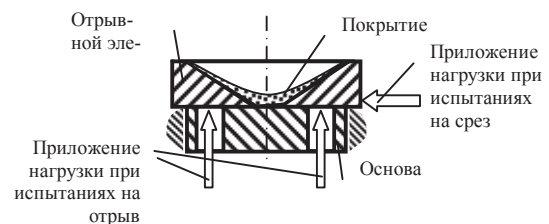
№ п/п	Технические характеристики	Параметры
1	Методы испытаний	1) Склерометрический; 2) ДюрOMETрический; 3) Трибометрический; 4) Профилографирование
2	Типы используемых инденторов	1) Алмазная четырехгранная пирамида Виккерса; 2) Сферический наконечник; 3) Конический наконечник для профилографирования
3	Определяемые параметры	1) Энергия активации пластической деформации, кДж/моль; 2) Микротвердость, кгс/мм ² ; 3) Остаточный ресурс, %; 4) Скорость изнашивания, мкм/ч; 5) Сила трения, Н; 6) Профилограмма
4	Пределы измерений: - энергии активации - микротвердости - остаточного ресурса	5...300 кДж/моль; 20...1000 кгс/мм ² ; 0...100%
5	Характеристика испытываемых образцов: - материал - форма - шероховатость - исследуемая площадь - габариты, не более	Конструкционные стали и сплавы; Плоские, цилиндрические (R _{мин} =10 мм), сферические (R _{мин} =10 мм); R _z ≤ 6,3 мкм; ≥ 10 мм ² ; 20×20×15 мм
6	Погрешность измерения - энергии активации - микротвердости - остаточного ресурса	≤ ±10%; ≤ ±10%; ≤ ±20%
7	Диапазон перемещений индентора: - вертикальных - продольных - поперечных	≥ 30 мм; ≥ 20 мм; ≥ 20 мм
8	Масса	≤ 15 кг

Данная модель диагностического комплекса в текущем году была отмечена серебряной медалью в номинации «Лучший инновационный проект года в области приборостроения» на технической ярмарке в г. Санкт-Петербурге.

Для деталей с защитными (антикоррозионными, противоизносными и др.) покрытиями основным показателем качества является прочность сцепления покрытия с основой. Для исследования адгезионных свойств покрытий в лаборатории наноструктурированных покрытий разработаны способ и устройство (адгезиометр) (рис. 5), позволяющие исследовать прочностные сцепления покрытий, как на срез, так и на отрыв. В новом способе предусмотрено нанесение покрытия на основу через калиброванное отверстие на отрывном элементе.



а



б

Рис. 5. К описанию адгезиометра:

а - общий вид адгезиометра;

б - схема приложения нагрузок при испытаниях

Разработанный способ включает следующие этапы. Отрывной элемент, имеющий углубление в виде воронки с центральным калиброванным отверстием, плотно прижимают винтами к основе до нанесения покрытия. Затем наносят покрытие так, чтобы часть покрытия легла на поверхность во-

ронки, а часть – на основу через калиброванное отверстие в центре воронки, затем удаляют фиксирующие винты так, чтобы отрывной элемент был связан с основой только силой сцепления покрытия с основой. Далее основу закрепляют на поворотном элементе и поворачивают последний вокруг оси относительно нагружающего механизма таким образом, чтобы в зависимости от цели испытания обеспечить возможность приложения к отрывному элементу относительно основы нормальной отрывающей нагрузки для оценки прочности сцепления покрытия на отрыв или касательной нагрузки для оценки прочности сцепления покрытия на срез. Далее при помощи нагружающего механизма плавно создают усилие, действующее на отрывной элемент до отрыва (или сдвига) отрывного элемента, и с помощью измерительного устройства (тензометрического датчика сил и (или) стрелочного индикатора) определяют максимальную нагрузку, действующую на отрывной элемент в момент отделения покрытия от основы. Затем определяют прочность сцепления покрытия с основой на отрыв (или на срез) как отношение максимальной нагрузки, действующей на отрывной элемент, к площади калиброванного отверстия. Для более точной оценки измеряемой величины, как вариант вышеуказанного способа, после отделения покрытия от основы

производится уточненная оценка площади, на которой покрытие соединялось с основой.

Заключение

1. Разработано семейство лабораторных и переносных склерометрических программно-аппаратурных диагностических комплексов, позволяющих оценивать энергетическое состояние материала поверхностного слоя, механические свойства, а также ресурсные характеристики конструктивных материалов.

2. Разработаны прибор и методы контроля адгезионной прочности сцепления покрытий с подложкой на отрыв и на срез.

Отдельные материалы статьи выполнены при поддержке НО «Инновационно-инвестиционный фонд Самарской области».

Библиографический список

1. Ибатуллин, И.Д. Кинетика усталостной повреждаемости и разрушения поверхностных слоев [Текст] / И.Д. Ибатуллин // монография – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2008. – 387 с.:

2. Пат. РФ, МПК G01N 19/04. Способ определения прочности сцепления покрытия с подложкой и устройство для его осуществления. [Текст] / М.В. Ненашев, И.Д. Ибатуллин, Т.А. Тюрнина [и др.] № 2419084. Опубл. 20.05.2011, Бюл. № 14

DEVICES AND METHODS OF RESEARCH OF QUALITY OF SURFACES

© 2011 T. A. Shashkina, A. V. Utjankin, A. R. Galljamov, A. S. Dyakonov

Samara State Technical University

In article results of working out of a universal programme-hardware complex for research mechanical, geometrical and tribotechnical properties of surfaces of samples of materials and details of machines are resulted.

Programme-hardware complex, scratch tester, hardness, friction, residual resource, energy of plastic deformation.

Информация об авторах

Шашкина Тамара Александровна - аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: gverdcitelly@gmail.com. Область научных интересов: методы и приборы контроля качества поверхностей, механика разрушения твердых тел.

Утянкин Арсений Владимирович - аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: arsenii_86@mail.ru. Область научных интересов: компьютерное моделирование, методы и приборы контроля качества поверхностей.

Галлямов Альберт Рафисович - аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: albert-mechtatel@mail.ru. Область научных интересов: наноструктурированные покрытия, серебряно-алмазные покрытия.

Дьяконов Александр Сергеевич - старший преподаватель Самарского государственного технического университета. E-mail: tribo@rambler.ru. Область научных интересов: абразивный инструмент.

Shashkina Tamara Alexandrovna - post-graduate student of Samara State Technical University. E-mail: gverdcitelly@gmail.com. Area of research: methods and devices of quality assurance of surfaces, mechanics of destruction of firm bodies.

Utjankin Arseniy Vladimirovich - post-graduate student of Samara State Technical University. E-mail: arsenii_86@mail.ru. Area of research: computer modelling, methods and devices of quality assurance of surfaces.

Galljamov Albert Rafisovich - post-graduate student of Samara State Technical University. E-mail: albert-mechtatel@mail.ru. Area of research: nanostructured coverings, silver-diamond coverings.

Dyakonov Alexander Sergeevich - The senior teacher of Samara State Technical University. E-mail: tribo@rambler.ru. Area of research: detonation coverings, abrasive tool.

СТЕНД И МЕТОДИКИ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ МАТЕРИАЛОВ

© 2011 И. Д. Ибатуллин, А. Н. Журавлев, А. В. Утянкин, А. Р. Галлямов, Р. Р. Неяглова

Самарский государственный технический университет

Приводятся результаты разработки универсального автоматизированного трибометра с компьютерной системой сбора данных, позволяющего проводить различные виды триботехнических испытаний конструкционных и смазочных материалов и покрытий, используемых в узлах трения машин. Описаны экспрессные методики испытаний трибоматериалов.

Триботехнические испытания, трибоматериалы, трибометр, момент трения, средняя температура нагрева пары трения, система сбора данных.

Некоторые современные тенденции в области создания машин трения

Испытания на трение играют важную роль при создании высокоресурсных узлов трения, долговечность которых лимитирует срок службы механических систем, имеющих подвижные сопряжения. Поэтому создание высококачественных машин для проведения испытаний конструкционных и смазочных материалов на трение и изнашивание имеет ключевое значение при контроле качества и оптимизации технологии изготовления деталей пар трения, выборе износостойких покрытий. Актуальность подтверждается стабильно высоким числом ежегодно патентуемых устройств и способов испытаний триботехнических материалов.

В целом можно отметить ряд тенденций в области создания испытательного триботехнического оборудования.

Первая тенденция связана с увеличивающейся долей специализированных машин трения, позволяющих решать частные задачи производства. Это объясняется большим числом видов трения и изнашивания, реализуемых при эксплуатации технических систем. При этом подавляющее большинство изобретаемых машин трения предназначены для триботехнических испытаний при воспроизведении двух видов трения – качения и скольжения. В меньшей степени развивается оборудование для исследования трения в абразивных средах, вакууме и т.д. Наметившийся отход от создания универсального многоцелевого испытательного оборудования можно объяс-

нить стремлением упростить и удешевить машину трения. Однако при этом существенно снижается область применимости создаваемой техники. Универсальное оборудование позволяет использовать один привод для воссоздания различных схем испытаний. При этом существенно экономится пространство в испытательной лаборатории. Недостаток универсальных и вместе с тем недорогих трибометров особенно остро ощущается в учебных заведениях, научных организациях, заводских лабораториях. Существующие в настоящее время универсальные машины трения (УМТ-1, МИФИ-1, МИФИ-2 и др.), разработанные во второй половине прошлого столетия, морально и технически устаревают.

Вторая тенденция связана с совершенствованием измерительной системы разрабатываемых машин трения. В первую очередь это касается компьютеризации сбора экспериментальных данных. Появилась широкая номенклатура промышленных аналого-цифровых преобразователей, которые в совокупности с соответствующим программным обеспечением позволяют превратить персональный компьютер в систему сбора и хранения экспериментальных данных. Во вторую очередь можно отметить совершенствование датчиков для сбора данных. В настоящее время имеется достаточно широкий ассортимент различных промышленно выпускаемых датчиков с требуемыми показателями точности, а также усилительной аппаратуры к ним. Чаще всего при создании трибометров используют различные датчики

силы (тензометрические, оптико-механические и др.). Однако, несмотря на расширение ассортимента датчиков, можно отметить, что информативность создаваемых трибометров не только не увеличивается, но в ряде случаев даже отсутствуют важные для испытаний датчики. Так, например, зачастую отсутствуют каналы измерения температуры. Практически не используются датчики акустической эмиссии.

Третья тенденция, сохраняющаяся на протяжении последних десятилетий, заключается в том, что в них используются относительно крупные образцы, а требуемые давления обеспечиваются с использованием мощных гидроприводов. Однако форсирование нагрузочных режимов можно вполне обеспечить уменьшением площадей поверхностей трения. При этом одновременно достигаются два преимущества: уменьшаются габариты образцов (снижается материалоемкость экспериментов) и высокие давления реализуются при сравнительно небольших осевых нагрузках. Вместе с этим отпадает потребность в силовой гидроаппаратуре и мощном электроприводе (снижаются энергозатраты).

Описание универсальной машины трения (трибометра)

В лаборатории наноструктурированных покрытий Самарского государственного технического университета создана компактная универсальная машина трения (рис. 1), имеющая следующие преимущества:

1) оригинальная конструкция измерительной части трибометра позволяет использовать в качестве привода для испытаний практически любой сверлильный, сверлильно-фрезерный и токарный станок, с мощностью двигателя от 100 Вт;

2) трибометр имеет компьютеризованную систему сбора данных с каналами измерения осевых и касательных усилий, а также температуры разогрева испытываемой пары трения. Кроме того, имеются резервные каналы для сбора данных с других датчиков по усмотрению оператора;

3) трибометр создан по модульному принципу. Разработанный комплект сменных приспособлений позволяет реализовать до девятнадцати различных вариантов ис-

пытаний на трение и изнашивание, при этом возможны испытания как на образцах, так и на готовых изделиях;



Рис. 1. Общий вид трибометра

4) простота конструкции позволяет снизить стоимость трибометров (в базовой комплектации) в 2...3 раза по сравнению с аналогичными образцами;

5) используются малогабаритные образцы и контрообразцы, позволяющиекратно снизить затраты материалов на испытания;

6) имеется режим автоматического отключения стенда по достижении длительности испытаний или момента трения заданной величины;

7) обеспечивается высокая воспроизводимость получаемых результатов триботехнических испытаний, а также их адекватность результатам опытно-промышленных испытаний;

8) имеется возможность триботехнических испытаний конструкционных материалов, смазочных материалов и покрытий в различных режимах трения и изнашивания (вплоть до схватывания поверхностей).

Технические характеристики разработанного трибометра соответствуют значениям, приведенным в табл. 1.

Таблица 1. Технические характеристики трибометра

№ п/п	Технические характеристики	Параметры
1	Виды трения	1) Качение; 2) Скольжение; 3) Сухое трение; 4) Граничное трение
2	Типы используемых образцов	1) Цилиндрические; 2) Сферические; 3) Плоские
3	Реализуемые схемы трения	1) Кольцо-кольцо; 2) Кольцо-плоскость; 3) Шарик-диск; 4) 4 шариковая схема; 5) Палец - диск
4	Число реализуемых вариантов испытаний	19
5	Привод	Токарный станок Сверлильный станок
6	Габариты	550×350×350 мм
7	Определяемые параметры	1) Рабочая нагрузка; 2) Момент трения; 3) Температура разогрева
8	Пределы измерений: - нормальной нагрузки - температуры - момента трения	до 200 кгс; до 200 °С; до 1 Н·м
9	Погрешность измерения (от предела измерения)	≤ ±5%;
10	Частота вращения	10-1250 об./ мин
11	Метод регистрации данных	Компьютеризированный
12	Вес	≤ 15 кг
13	Условия эксплуатации	Температура – от +10°С до +40°С; Влажность – не более 85%
14	Условия хранения	Температура – от -10°С до +60°С; Влажность – не более 85%

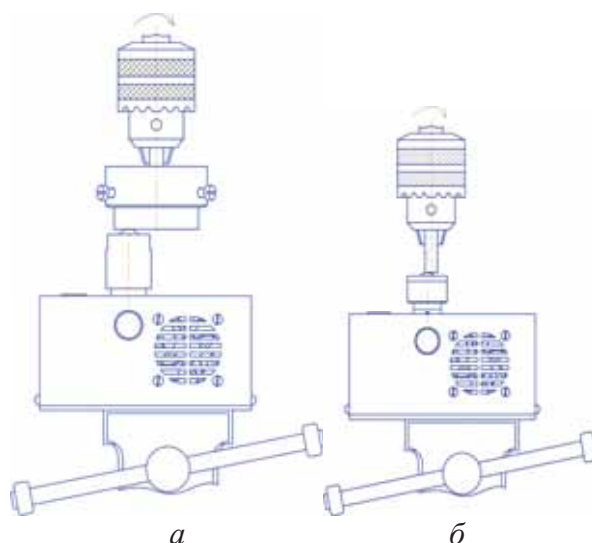
Основой трибометра является измерительный комплект, включающий моноблок, систему сбора данных и комплект оснастки, в который входят различные приспособления для фиксации образцов и контрообразцов. Моноблок имеет хвостовик, который позволяет фиксировать его как в резцедержателе токарного станка, так и в тисках сверлильного станка.

Базовый вариант измерительного комплекта показан на рис. 2.



Рис. 2. Измерительный комплект для триботехнических испытаний

Применение измерительного комплекта в различных схемах испытаний проиллюстрировано на рис. 3, а-з.



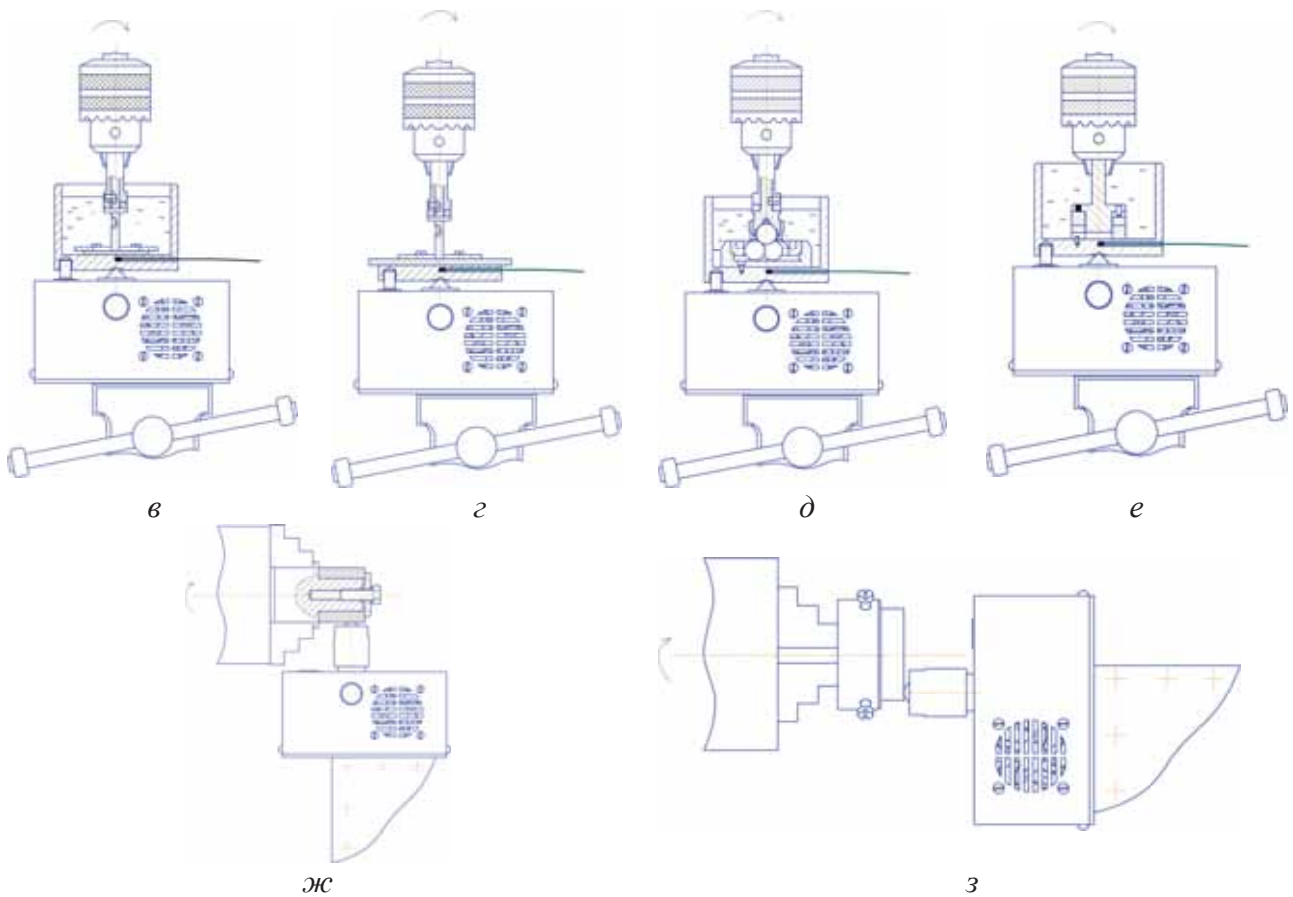


Рис. 3. Варианты триботехнических испытаний с использованием разработанного триботехнического комплекса: а, б, з – схема «Шар-диск»; в, г – схема «Кольцо-плоскость»; д – четырехшариковая схема; е – схема «Кольцо-кольцо»; ж – схема «Шар-ролик»

Методики триботехнических испытаний

Методика ускоренных испытаний по оценке противоизносных свойств смазочных материалов состоит из следующих этапов. Из штатной плавающей шайбы с нанесенным антифрикционным серебряным покрытием вырезают 6...7 образцов (каждый образец можно испытывать с двух сторон), не допуская перегрева и повреждения покрытия. Образец фиксируют прижимным кольцом на дне чашки (см. рис. 1). Затем наносят на поверхность покрытия пробу испытываемого смазочного материала (3...5 грамм) и размещают чашку на игольчатую опору датчика нормальной нагрузки, введя в боковой паз чашки пластину датчика момента трения. В зазор между прижимным кольцом и образцом вводят спай хромель-алюмелевой термопары. Запускают на компьютере программу POWERGRAPH и опустив на поверхность образца шпиндель с контрообразцом, включают стенд. Длительность испытаний составляет 1 час при постоянной нагрузке, создающей контактное давление 30 МПа (рабочее давление в

опоре долота). В процессе испытаний с помощью системы сбора данных E14-440 производится автоматизированный сбор и мониторинг информации с датчиков нормальной нагрузки, момента трения и температуры саморазогрева испытываемого узла трения. После извлечения испытанного образца из чашки производят оценку линейного износа с помощью профилографа-профилометра «Абрис-ПМ7». По результатам каждого испытания строятся графики (рис. 4) и формируется протокол.

Методика ускоренных испытаний по оценке несущей способности граничных слоев смазочных материалов состоит из следующих этапов. Несущая способность определяется по величине критической нагрузки. В данной методике испытаний через каждые 10 мин. наработки осуществляется ступенчатое повышение нагрузки с шагом 20 кгс. Достижение критической нагрузки характеризуется потерей стабильности момента трения, а нагрузки схватывания – резким скачком момента трения (рис. 5).

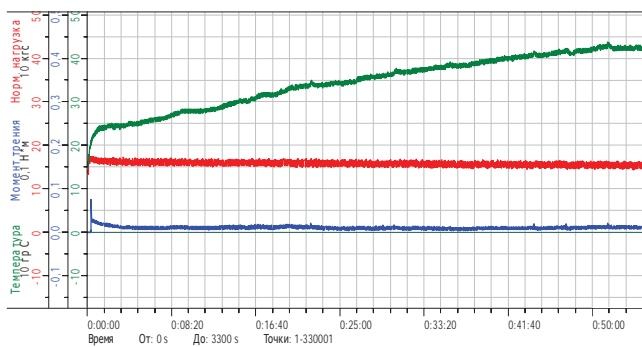


Рис. 4. Эюра режимов триботехнических испытаний серебряного покрытия

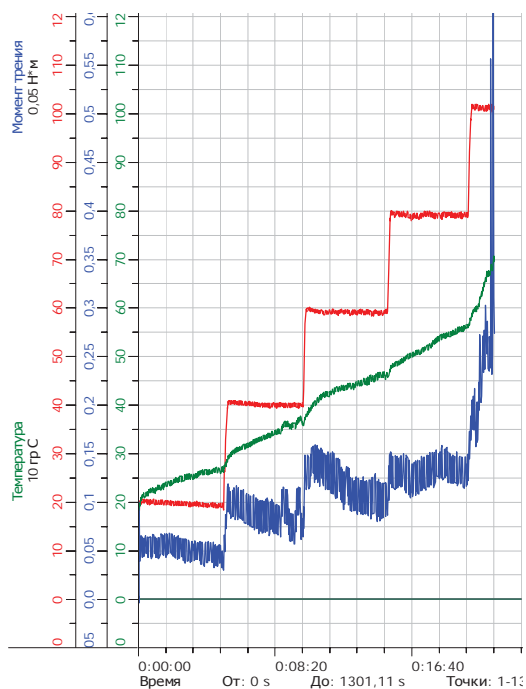


Рис. 5. Оценка несущей способности пластичной смазки JBL при трении о серебряное покрытие

Методика триботехнических испытаний твердых материалов и покрытий на стойкость к абразивному изнашиванию производится при следующих режимах: схема испытаний – «кольцо-плоскость»; среда – алмазная абразивная паста марки АСМ 3/2 НОМГ (ГОСТ 25593-83); давление – 25 МПа; контролбразец – сталь 40Х (HRC 45); частота вращения – от 600 мин⁻¹; приведенный диаметр поверхности трения – 5,5 мм; ширина дорожки трения – 1 мм; длительность испытаний – 10 мин. После испытаний производят оценку линейного износа с точностью до 1 мкм и рассчитывают скорость абразивного изнашивания в размерности [мкм/ч].

Заклучение

1. Разработан новый диагностический программно-аппаратурный комплекс для контроля качества поверхностных слоев и прогнозирования остаточного ресурса конструкционных металлов и сплавов по энергетическим критериям прочности.

2. Разработан универсальный трибометрический комплекс, позволяющий проводить испытания конструкционных и смазочных материалов на трение и изнашивание. При этом в качестве привода могут использоваться стандартные сверлильные и токарные станки.

В статье изложены разработки, выполненные при поддержке НО «Инновационно-инвестиционный фонд Самарской области».

THE MACHINE AND METHODS OF TRIBOTECHNICAL TESTS OF MATERIALS

© 2011 I. D. Ibatullin, A. N. Zhuravlev, A. V. Utjankin, A. R. Galljamov, R. R. Nejaglova

Samara State Technical University

In article results of working out universal automated tribometer with computer system of the data gathering are resulted, allowing to spend various kinds tribotechnical tests constructional and lubricants and the coverings used in knots of a friction of cars. Express techniques of tests tribomaterials are described.

Tribotekhnicheskyy tests, tribomaterials, machine of friction, the friction moment, average temperature of heating of pair a friction, data gathering system.

Информация об авторах

Ибатуллин Ильдар Дугласович, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного технического университета. E-mail: tribo@rambler.ru. Область научных интересов: трибология, методы и приборы контроля качества поверхностей, гальванические и детонационные покрытия, механика разрушения твердых тел.

Журавлев Андрей Николаевич, кандидат технических наук, старший научный сотрудник Самарского государственного технического университета. E-mail: zan.samgtu@mail.ru. Область научных интересов: твердые материалы и покрытия, технология сборочного производства, механика разрушения твердых тел.

Утянкин Арсений Владимирович, аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: arsenii_86@mail.ru. Область научных интересов: компьютерное моделирование, методы и приборы контроля качества поверхностей.

Галлямов Альберт Рафисович, аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: albert-mechtatel@mail.ru. Область научных интересов: наноструктурированные покрытия, серебряно-алмазные покрытия.

Неяглова Роза Рустямовна, аспирант Самарского государственного технического университета. E-mail: tribo@rambler.ru. Область научных интересов: электрохимические покрытия.

Ibatullin Ildar Douglasovich, Candidate of Technical Science, senior lecturer of Samara State Technical University. E-mail: tribo@rambler.ru. Area of research: tribology, methods and devices of quality assurance of surfaces, galvanic and detonation coverings, mechanics of destruction of firm bodies.

Zhuravlev Andrey Nikolayevich, Candidate of Technical Science, senior scientific employee of Samara State Technical University. E-mail: zan.samgtu@mail.ru. Area of research: firm materials and coverings, technology of assembly manufacture, the mechanic of destruction of firm bodies.

Utjankin Arseniy Vladimirovich, postgraduate student of Samara State Technical University. E-mail: arsenii_86@mail.ru. Area of research: computer modelling, methods and devices of quality assurance of surfaces.

Galljamov Albert Rafisovich, postgraduate student of Samara State Technical University. E-mail: albert-mechtatel@mail.ru. Area of research: nanostructured coverings, silver-diamond coverings.

Neyaglova Roza Rustyamovna, postgraduate student of Samara State Technical University. E-mail: tribo@rambler.ru. Area of research: electrochemical coverings.

**ВЫБОР РАДИУСА РАСПОЛОЖЕНИЯ АППАРАТА ЗАКРУТКИ
В СИСТЕМЕ ПОДВОДА ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА
К РАБОЧЕЙ ЛОПАТКЕ ТВД**

© 2011 Р.А. Диденко¹, Д.В. Карелин¹, Д.Г. Иевлев¹, В.В. Лебедев²

¹ОАО НПО «Сатурн», г. Рыбинск

²Рыбинская государственная авиационная технологическая академия

Представлены результаты численного моделирования влияния радиуса расположения аппарата закрутки на эффективность системы подвода охлаждающего воздуха к рабочей лопатке турбины. Разработана последовательность действий, позволяющая выбрать радиус расположения аппарата закрутки для произвольных граничных условий в системе подвода охлаждающего воздуха. Расчеты проведены в диапазоне вращательного числа Рейнольдса $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$ и безразмерного расхода воздуха $2.79 \cdot 10^7 < C_w < 5.73 \cdot 10^7$, что соответствует режимам работы ГТД.

Система подвода, рабочая лопатка, турбина, радиус расположения аппарата закрутки.

Обозначения и сокращения

АЗ – аппарат закрутки;

$\lambda_T = C_w Re_\phi^{-0.8}$ - параметр структуры потока;

$C_w = \frac{G}{\mu b}$ - безразмерный расход;

$\beta = \frac{C_u}{\omega r}$ - закрутка потока;

$\beta_{id} = \beta_0 \left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2$ - закрутка при свободном вихре;

$\Theta = \frac{2Cp(T_{axAZ}^* - T_{i,rel}^*)}{\omega^2 b^2}$ - адиабатическая эффективность;

$\Theta_{id} = 2\beta_{id} \left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1$ - при свободном вихре;

$\zeta = \frac{P_{axAZ}^* - P_{8,rel}^*}{\frac{1}{2} \rho_{25} \omega^2 r_{25}^2}$ - безразмерное снижение давления;

$Re_\phi = \frac{\rho^* \omega b^2}{\mu}$ - вращательное число Рейнольдса;

$Ro = \frac{G}{4\pi r^2 \omega D} = \frac{C_w}{4\pi r^2 Re_\phi^{0.5}}$ - число Россби;

r - радиус, м;

$R_{отн} = \frac{r_0}{r_1}$ - относительный радиус;

C - скорость, м/с;

$N = G \cdot (C_{i1} U_1 - C_{i0} U_{01}) / N_T \cdot 100\%$ - затраты мощности турбины на прокачку, %;

N_T - мощность турбины;

ρ - плотность, кг/м³;

ω - угловая скорость, рад/с;

b - внешний радиус диффузора, м;

μ - динамическая вязкость, Н с/м²;

G - расход, кг/с;

s - ширина, м;

$S_{отн} = s/b$ - относительная ширина диффузора

Индексы

T - сечение за турбиной;

K - сечение за КВД;

u - окружное направление;

$*$ - параметр торможения;

отн - относительный;

id - изэнтропическое течение, свободный вихрь

1 - сечение под лопаткой;

8 - сечение под байонетом;

0 - сечение на выходе из АЗ;

вхАЗ - вход в аппарат закрутки;

асс - допустимые с точки зрения реализации эффекта кондиционирования режимы работы системы подвода.

Введение

Эффективность работы системы подвода охлаждающего воздуха к рабочей лопатке турбины принято характеризовать двумя параметрами: адиабатической эффективностью Θ и безразмерным снижением давления в системе ζ . При этом структура потока в системе целиком определяется любыми двумя из следующих критериев: вращательным числом Рейнольдса Re_ϕ , пара-

метром структуры потока λ_T , безразмерным расходом потока C_w , числом Россби Ro и другими критериями, которые могут быть построены на их основе [4,6,7,8,9,10].

Выбор оптимального радиуса расположения аппарата закрутки (АЗ) определяется различными факторами и зависит от особенностей конструкции конкретного двигателя. Различают системы с “низким расположением” и с “высоким расположением” АЗ.

В аппарате закрутки воздух расширяется и, как следствие, разгоняется в направлении вращения диска турбины, при этом его температура и давление в относительном движении снижаются. Впервые экспериментально и аналитически эффект снижения температуры воздуха в системе подвода с предварительной закруткой был оценен в 1981 году в работе [1]. В работе [2] результаты расчетов и эксперимент показали, что температура под подошвой лопатки T_{rel}^* монотонно снижается при увеличении начальной закрутки β_0 . В работах [3,4,5] влияние геометрии полости вращающегося диффузора системы подвода оценивалось по безразмерному снижению давления ζ и по адиабатической эффективности Θ , которая сравнивалась с идеальной адиабатической эффективностью Θ_{id} . В работе [4] экспериментально и расчетным методом (в диапазоне $0.17 < \lambda_T < 0.48$, $2.5 \cdot 10^6 < Re_\phi < 5.5 \cdot 10^6$, $4.41 \cdot 10^4 < C_w < 1.09 \cdot 10^5$, $0.58 < \beta < 1.33$) было показано, что увеличение относительного радиуса $R_{отн}$ расположения АЗ приводит к уменьшению безразмерного снижения давления ζ . В работе [11] показано, что адиабатическая эффективность не зависит от расхода воздуха, зависит только от закрутки потока β_{01} и линейно возрастает при увеличении $R_{отн}$ от значения 0.8 до 1. Так как Θ увеличивается при увеличении $R_{отн}$, то конструктору рекомендуется располагать АЗ как можно выше. В работе [12] численно и экспериментально исследовалось влияние радиуса расположения АЗ на теплообмен с диском. Диапазон исследования составлял $0.28 < \lambda_T < 0.35$, $0.8 \cdot 10^6 < Re_\phi < 1 \cdot 10^6$, $1.5 < \beta < 1.8$. Для “нижнего” расположения $R_{отн}=0.8$ выделены вязкий ($\lambda_T < 0.3...0.35$) с относительно низким расходом воздуха и

инерционный режимы ($\lambda_T > 0.3...0.35$) с относительно высоким расходом воздуха. В области приемных отверстий интенсивность теплообмена оказалась примерно одинакова для обоих режимов. У инерционного режима наблюдается интенсификация теплообмена на радиусе подвода воздуха. Для “верхнего” расположения АЗ ($R_{отн}=1$) выявлено доминирующее влияние геометрии, а не режимных параметров.

Таким образом, в рассмотренных работах выявлено: радиус расположения АЗ, закрутка потока β_0 на выходе из АЗ и параметр структуры потока λ_T , характер его турбулентности являются основными параметрами, влияющими на структуру течения в системе и ее эффективность. Но в них не представлено четких указаний о влиянии радиуса расположения АЗ на затраты мощности системы на прокачку охлаждающего воздуха, отсутствуют четкие рекомендации выбора радиуса расположения АЗ для конкретных условий, приближенных к реальному ГТД.

В нашей работе проведено моделирование процессов, протекающих в системе подвода воздуха в диапазоне критериев, имеющих место при типичных режимах работы ГТД: $0.375 < \lambda_T < 0.75$, $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$, $2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5$, $0.548 < \beta < 2.5$, с целью выработки последовательности действий по выбору радиуса расположения АЗ. Кроме этого, представлено сравнение вариантов отбора через камеру сгорания и теплообменник.

Геометрия и особенности моделирования. В расчетах рассматривались три радиуса расположения АЗ: $R_{отн} = 0.5, 0.66$ и 0.83 . На рис. 1 приведены варианты геометрии системы подвода и расчетная область.

При дискретизации осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (RANS) использована аппроксимация по методу конечных объемов со схемой второго порядка точности. Уравнение энергии решалось с учетом работы вязких сил. Эффект плавучести в поле центробежных сил не учитывался. В расчетах использовалась гибридная расчетная сетка с тетраэдрами в середине и призматическими слоями на стенках (рис. 1), число узлов сеток составляло в среднем 5.5 млн.

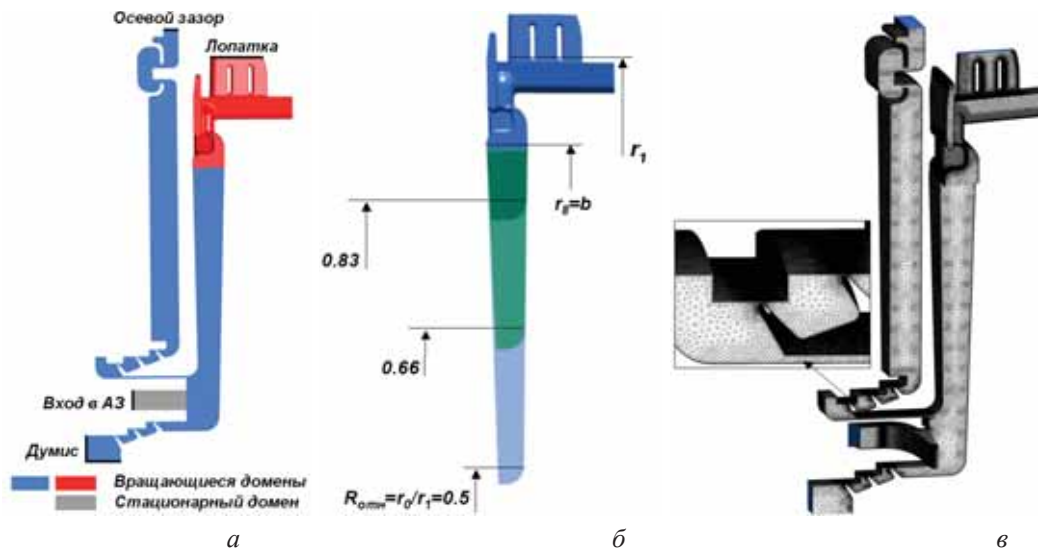


Рис. 1. Область моделирования:
 а - расчетная область; б - варианты геометрии системы подвода; в - расчетная сетка

Расчёты проводились в периодической постановке. Стенки задавались гладкими и адиабатными. Коэффициенты вязкости и теплопроводности определялись с учетом температуры. В качестве рабочего тела использовался воздух. Его теплоемкость рассчитывалась по полиномиальной зависимости от температуры. Все расчёты были выполнены с одинаковыми установками решателя и остановлены при достижении уровня сходимости по нормализованным среднеквадратичным невязкам ниже $5E-5$ и дисбалансу расхода воздуха 0.1% .

Для адекватного описания процессов в полости диффузора необходимо выбрать подходящую модель турбулентности. В литературе для задач с вращающимся диффузором использовались различные модели турбулентности: high-Reynolds BSL [5, 11], low-Reynolds k- ϵ (обычно для исследования теплообмена, $y^+ < 0.5$) [15, 16], SST (для исследования аэродинамики $10 < y^+ < 70$) [4, 14]. Специалисты NASA в техническом меморандуме [13] дали заключение о том, что для задач аэродинамики SST модель является наиболее подходящей.

В настоящем исследовании с учетом вращательных чисел Рейнольдса Re_ϕ порядка 10^7 выбрана SST модель турбулентности с пристеночными функциями.

Результаты расчетов. Рассмотрим влияние радиуса расположения и безразмер-

ного давления за АЗ P_0/P_k^* на величину утечек воздуха из полости за АЗ в осевой зазор и затекания воздуха в полость за АЗ из думисной полости. Давление в осевом зазоре определяется перепадом давления на турбине и ее степенью реактивности. Давление в думисной полости определяется характеристикой лабиринтного уплотнения за компрессором. По условиям работы ГТД затекание горячего газа из осевого зазора недопустимо, так как приводит к перегреву деталей ротора. Затекание из думиса не столь опасно, так как воздух отбирается из-за компрессора. На рис. 2 приведена зависимость расхода воздуха в осевой зазор и через нижний лабиринт в думисную полость от давления за АЗ P_0/P_k^* .

Положительные значения G/G_{ca} на графиках соответствуют условиям, когда воздух или газ затекает из осевого зазора (а) или думисной полости (б) в полость за аппаратом закрутки. Отрицательные значения G/G_{ca} , соответственно, наоборот.

Из рис. 2 видно, что при условии одинакового радиального зазора в лабиринтных уплотнениях увеличение радиуса расположения АЗ приводит к увеличению площади радиального зазора и, как следствие, к увеличению утечек или затекания из осевого зазора перед рабочим колесом и в думисную полость.

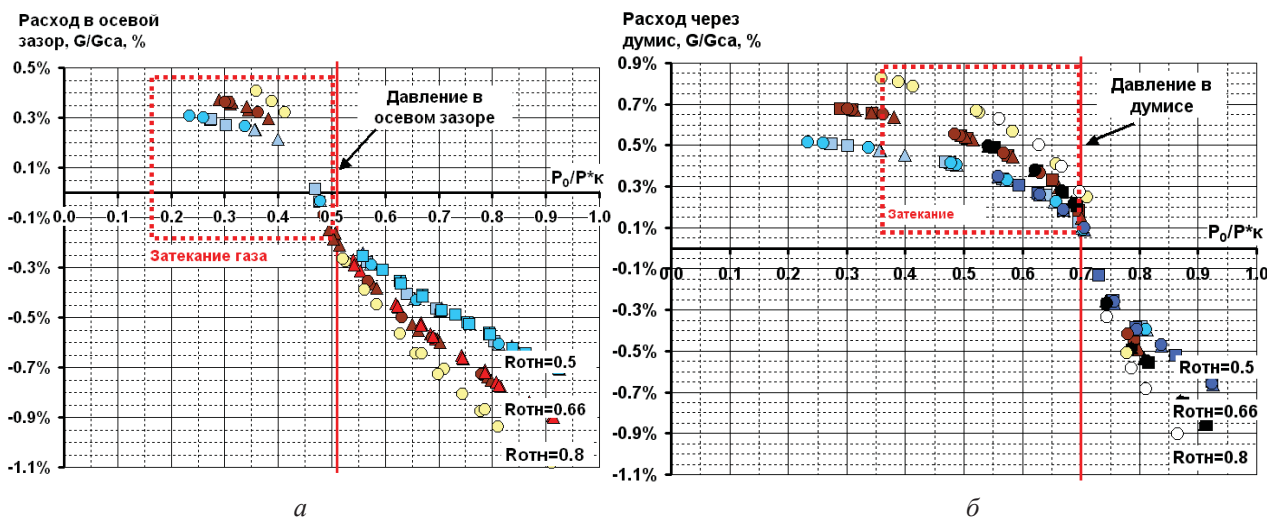


Рис. 2. Зависимость расхода воздуха от давления за АЗ: в осевой зазор(а) и в думисную полость (б)

Для минимизации утечек воздуха в осевой зазор и минимизации затекания воздуха из думисной полости за АЗ подбирается давление P_0/P_k^* , значение которого расположено в диапазоне между давлением в осевом зазоре и давлением в думисной полости, в частности для данной задачи $0.51P_k^* < P_0 < 0.7P_k^*$. Таким образом, реали-

зуемые закрутки потока β_0 за АЗ ограничены.

Определим диапазон реализуемых закруток потока β_0 за АЗ по известному допустимому перепаду давления на аппарате закрутки (рис. 3).

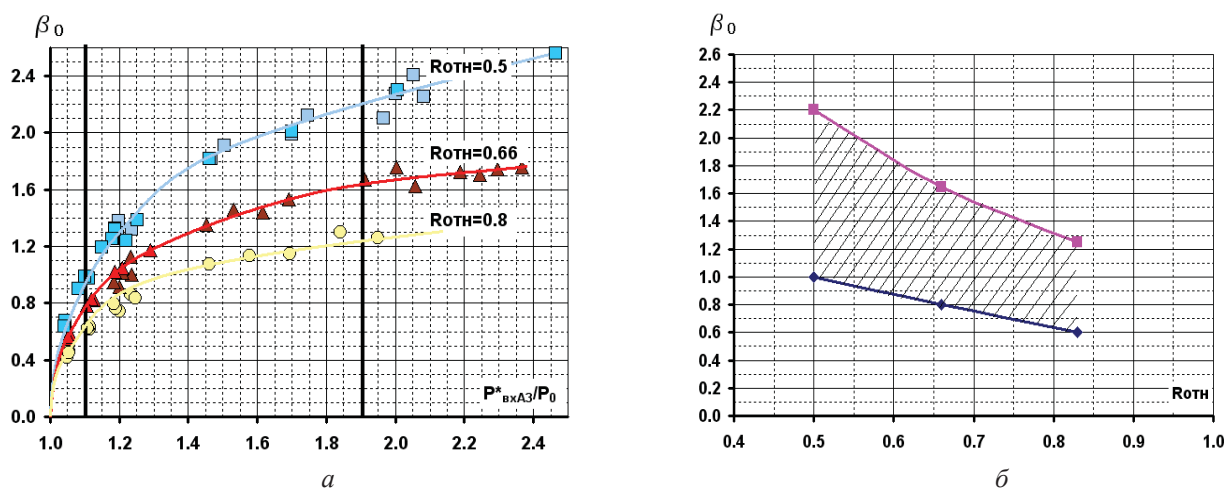


Рис. 3. Диапазон реализуемых закруток потока β_0 :

а) Зависимость закрутки от перепада на АЗ; б) диапазон реализуемой закрутки в зависимости от $R_{отн}$

Выделив на рис. 3, а допустимый перепад давления на АЗ (жирные вертикальные прямые), получим диапазон реализуемой закрутки для различных значений относительного радиуса - для $R_{отн} = 0.5$: $1.0 < \beta_0 < 2.2$, $R_{отн} = 0.66$: $0.8 < \beta_0 < 1.65$, $R_{отн} = 0.83$: $0.6 < \beta_0 < 1.25$.

На рис. 4 изображена зависимость адиабатической эффективности Θ , безраз-

мерного снижения давления ζ и затрат мощности на прокачку охлаждающего воздуха N от радиуса расположения аппарата $R_{отн}$ и начальной закрутки воздуха за АЗ β_0 . Из рис. 4, а видно, что в соответствии с максимально допустимыми значениями закрутки β_0 реализуемая адиабатическая эффективность Θ для верхнего расположения АЗ в 7 раз больше, чем для нижнего расположе-

ния АЗ, а безразмерное снижение давления (случай б) - на 40% меньше. Уменьшение ζ объясняется снижением реализуемой закрутки под байонетом при уменьшении радиуса

расположения АЗ. Потери мощности на прокачку N , в % от мощности турбины, для верхнего расположения АЗ в 2.5 раза меньше, чем для нижнего.

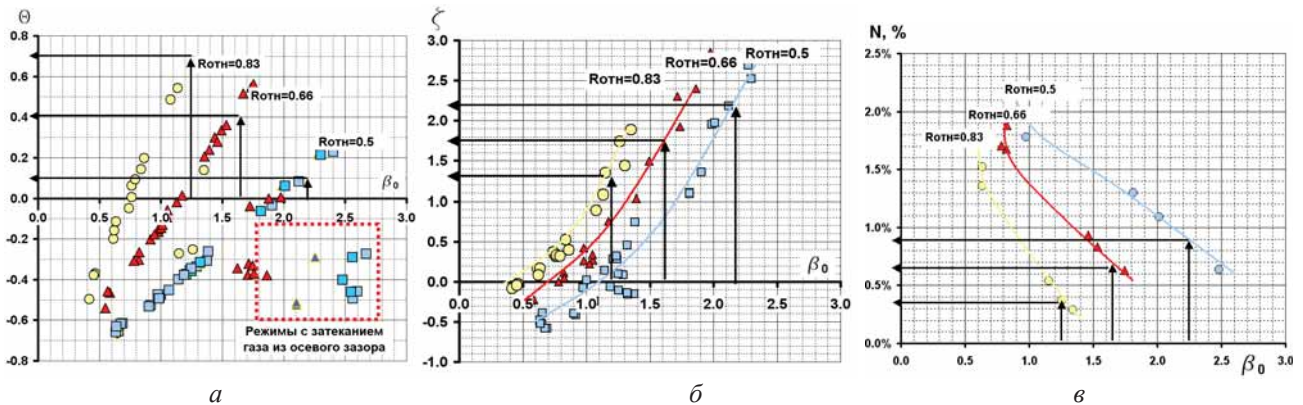


Рис. 4. Зависимости от начальной закрутки потока:
 а - адиабатической эффективности; б - коэффициента потерь давления;
 в - затрат мощности на прокачку охлаждающего воздуха

На рис. 5 приведена зависимость закрутки под байонетом β_8 от начальной закрутки β_0 .

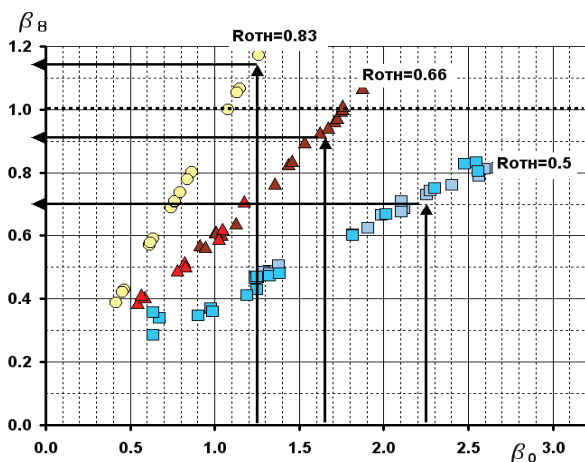


Рис. 5. Реализуемая максимальная закрутка под байонетом для заданного 5.5% расхода воздуха в лопатку

Из рис. 5 видно, что для верхнего расположения АЗ реализуемая максимальная закрутка под байонетом составляет $\beta_8 = 1.15$, для среднего расположения АЗ $\beta_8 = 0.9$ и для нижнего расположения АЗ $\beta_8 = 0.7$. Это объясняет приведенную на рис. 4 зависимость для адиабатической эффективности Θ .

В итоге проведенного общего анализа ситуации не совсем понятно, как определить нужный радиус расположения для конкретных граничных условий.

Стоит отметить, что существует два способа трансляции охлаждающего воздуха к входу в АЗ. Первый способ - это отбор воздуха напрямую из вторичной зоны камеры сгорания, второй способ - отбор из вторичной зоны, но через воздухо-воздушный теплообменник (ВВТ), стоящий во втором контуре двигателя.

Рассмотрим конкретный пример. Допустим, перед конструктором стоят две задачи: 1) выбрать радиус расположения АЗ исходя из потребного давления под лопаткой и расхода охлаждающего воздуха; 2) решить вопрос о необходимости постановки воздухо-воздушного теплообменника с заданными свойствами.

Расход воздуха через АЗ известен - он определяется потребным расходом в лопатку и утечками в думисную полость и осевой зазор. Потребное давление под лопаткой задано на уровне $P_{pk}^* = 0.7P_k^*$ (из расходной характеристики лопатки). Перепад давления на АЗ известен - он определяется давлением в осевом зазоре, в думисной полости и давлением перед АЗ. Рассмотрим два конкретных случая: без теплообменника и с теплообменником. Пусть давление и температура на входе в АЗ $P_{вхАЗ}^* = 0.95P_k^*$, $T_{вхАЗ}^* = T_k^*$, давление на выходе из АЗ $P_0 = 0.55P_k^*$ - в случае отбора воздуха из камеры сгорания. $P_{вхАЗ}^* = 0.8P_k^*$, $T_{вхАЗ}^* = 0.9T_k^*$, давление на выходе из АЗ $P_0 = 0.55P_k^*$ - в случае транс-

ляции воздуха через теплообменник. Из приведенных условий найдем потребное и одновременно допустимое снижение давления:

при отборе из КС - 27%; при отборе из теплообменника - 13%. Исходные данные для этих случаев представлены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные

Отбор	Под лопаткой $P_{рк}^*/P^*k$	Перед аппаратом закрутки $P_{вхАЗ}^*/P^*k$	Перед аппаратом закрутки $T_{вхАЗ}/T^*k$	За аппаратом закрутки P_0/P^*k	Перепад на АЗ $P^*_{вхАЗ}/P_0$	Снижение давления $(P^*_{1rel}/P^*_{вхАЗ}-1)*100\%$
Из камеры сгорания	0.7	0.96	1	0.55	1.75	-27%
Из теплообменника		0.8	0.9		1.45	-13%

Для поиска потребного радиуса расположения АЗ представим результаты расчетов в виде зависимостей снижения давления и температуры от входа в АЗ до сечения под лопаткой от перепада давления на аппарате закрутки. Перепад давления на АЗ является величиной, удобной для конструктора.

На рис. 6 представлены универсальные зависимости понижения давления и темпера-

туры в системе подвода воздуха в зависимости от располагаемого перепада давления и радиуса расположения аппарата закрутки. Универсальность зависимостей в том, что они применимы для любой системы с подводом воздуха под покрывной диск через кольцевую щель и с байонетом в месте подвода воздуха к рабочей лопатке.

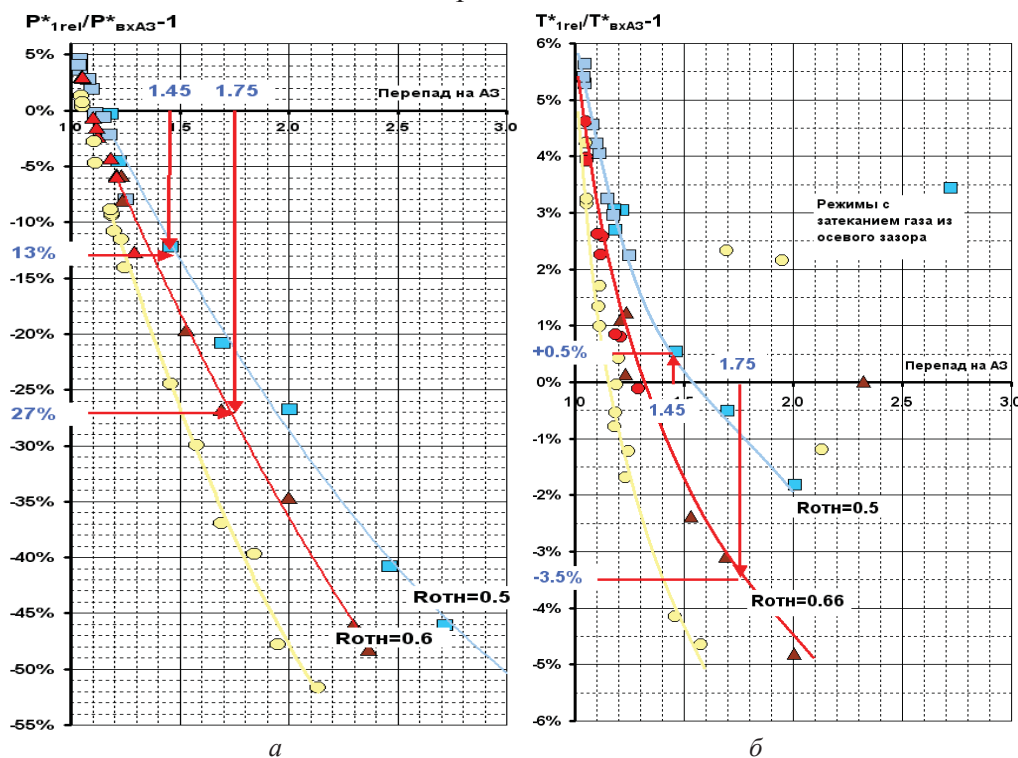


Рис. 6. Универсальные зависимости:
а - изменение давления; б - изменение температуры в системе

По графикам на рис. 6 на пересечениях, соответствующих условиям табл.1, находим потребный радиус расположения АЗ. Температуру под лопаткой для каждого из случаев получаем по известному из табл. 1 перепаду на АЗ и радиусу $R_{отн}$, полученному из рис. 6, а. Затраты мощности находим из рис. 4, в. Результаты сравнения вариантов по темпера-

туре под лопаткой и по затратам мощности на прокачку приведены в табл. 2. Из таблицы следует, что при заданном уровне давления под лопаткой и в предположении, что температура за компрессором $T^*k=900K$, использование теплообменника дает снижение температуры воздуха под лопаткой на 65K. При этом потери мощности турбины на прокачку

охлаждающего воздуха увеличиваются в 1.6 раза. Известно, что затраты мощности на прокачку эквивалентны соответствующему снижению КПД турбины. В данной ситуации

вопрос выбора радиуса расположения АЗ перекладывается на плечи того, кто готов пожертвовать либо КПД турбины, либо ресурсом рабочей лопатки.

Таблица 2. Результаты сравнения вариантов отбора охлаждающего воздуха

Отбор	Потребный радиус расположения	Изменение температуры $(T_{\text{Irel}}^*/T_{\text{вхАЗ}}^*-1)*100\%$	Температура под лопаткой $T_{\text{Irel}}^*/T_{\text{к}}^*$	Закрутка за АЗ β_0	Закрутка под байонетом β_8	Затраты мощности N, %
Из камеры сгорания	0,66	-3,50%	0,97	1,5	0,9	0,80%
Из теплообменника	0,5	0,50%	0,9	1,8	0,6	1,30%

Таким образом, последовательность действий по выбору радиуса расположения АЗ для конкретных условий двигателя состоит в следующем:

1. Считается, что рабочая лопатка уже спроектирована под определенный расход и температуру охлаждающего воздуха, сочетание которых обеспечивает заданную ресурсом температуру тела лопатки. То есть заданы давление под лопаткой и расход воздуха.

2. Прорабатывается возможность постановки теплообменника во втором контуре двигателя с точки зрения термодинамических потерь цикла двигателя и определяются его характеристики, то есть способность снижать температуру и давление при заданном расходе. Таким образом, известна “цена” постановки теплообменника.

3. Задается уровень статического давления за АЗ исходя из уровней давления в осевом зазоре проточной части и в думисной полости, определяются утечки в осевой зазор и затекание из думисной полости в полость за АЗ. Площадь АЗ назначается исходя из потребного расхода в лопатку и утечек. При этом учитывается работа системы подвода на крейсерском режиме работы двигателя, то есть с ограничением подачи основного охлаждающего воздуха определяется площадь АЗ.

4. По полученным в рамках численного моделирования универсальным зависимостям осуществляется выбор радиуса расположения АЗ для обеспечения заданного давления под лопаткой для случаев отбора

воздуха из камеры сгорания или теплообменника. Таким образом, радиус АЗ определен.

5. Определяется разница в температуре воздуха под лопаткой для случаев отбора из КС и ВВТ, затраты мощности турбины на прокачку охлаждающего воздуха.

6. По результатам взвешенного анализа всех противоречий постановки теплообменника: затраты мощности турбины и термодинамические потери цикла двигателя во втором контуре – с одной стороны и ресурса лопатки – с другой стороны, а также разгрузка ротора от осевых сил – с третьей стороны, принимается решение о его необходимости.

Заключение

1. В диапазоне критериев подобия, соответствующих режиму работы реального ГТД $0.375 < \lambda_T < 0.75$, $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$, $2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5$, $0.548 < \beta < 2.5$, проведено исследование влияния радиуса расположения аппарата закрутки на показатели эффективности системы подвода воздуха к рабочей лопатке турбины.

2. Предложена последовательность принятия решения по выбору радиуса расположения аппарата закрутки и определения “цены” постановки теплообменника.

Библиографический список

1. Meierhofer, B An Investigation of a Preswirled Cooling Airflow to a Turbine Disc by Measuring the Air Temperature in the Rotat-

ing Channels”/ B Meierhofer, C J Franklin ASME Paper 81-GT-132. 1981.

2. El-Oun, Z.B. Preswirl Blade-Cooling Effectiveness in an Adiabatic Rotor-Stator System/ Z.B. El-Oun, J.M. Owen ASME J. Turbomachinery, 111, 1989. pp. 522-529.

3. Karabay, H. Flow in a "Cover-Plate" Preswirl Rotor-Stator System/ H. Karabay, J.-X. Chen, R. Pilbrow [et al] J.of TM vol 121, pp. 160-166.

4. Jarzombek, K. Flow Analysis in gas turbine pre-swirl cooling air systems – variation of geometric parameters / K. Jarzombek, H.J. Dohmen, F.-K. Benra, O. Schneider ASME Paper GT2006-90445.

5. Lewis, P. Physical Interpretation of Flow and Heat Transfer in Pre-swirl systems / P. Lewis, M. Wilson, G. Lock [et al] ASME Paper GT2006-90132.

6. Owen, J.M. Flow and Heat Transfer in Rotating-Disc Systems, Volume 2: Rotating Cavities / J M Owen, R.H. Rogers Research Studies Press, Taunton, UK / Wiley, New York.1995.

7. Farzaneh-Gord, M. Numerical and Theoretical Study of Flow and Heat Transfer in a Pre-Swirl Rotor-Stator System / M. Farzaneh-Gord, M. Wilson, J.M. Owen ASME Paper GT2005-68135. 2005.

8. Karabay, H. Approximate solutions for flow and heat transfer in pre-swirl rotating-disc systems/ H. Karabay, M. Wilson, J.M. Owen ASME Paper 2001-GT-0200.

9. Louis, J. F. Turbulent Flow Velocity Between Rotating Co-axial Disks of Finite Radius / J.F. Louis, A.J. Salhi, J of Turbomachinery, vol 111, p. 333.

10. Morse, A.P. Numerical Prediction of Turbulent Flow in Rotating Cavities J. of Turbomachinery / A.P. Morse vol 110, p. 202.

11. Lewis, P. Effect of radial location of nozzles on performance of pre-swirl systems / P. Lewis, M. Wilson, G. Lock [et al] ASME Paper GT2008-50295.

12. Kakade, V.U. Effect of Radial Location of Nozzles on Heat Transfer in Pre-Swirl Cooling Systems / V.U. Kakade, G.D. Lock, M. Wilson [etal] GT2009-59090.

13. Bardina, J.E. Turbulence Modeling, Validation, Testing and Development / J.E. Bardina, P.G. Huang, Coakley T.J. NASA Technical Memorandum 110446, 1997.

14. Jarzombek, K. CFD ANALYSIS OF FLOW IN HIGH-RADIUS PRE-SWIRL SYSTEMS / K. Jarzombek, F.-K. Benra, H. J. Dohmen ASME Paper GT2007-27404.

15. Youyou, Yan Mahmood Farzaneh Gord Gary D Lock Michael Wilson J Michael Owen FLUID DYNAMICS OF A PRE-SWIRL ROTOR-STATOR SYSTEM / Yan Youyou ASME Paper GT-2002-30415.

16. Karabay, H. Predictions of effect of swirl on flow and heat transfer in rotating cavity / H. Karabay, M. Wilson, J. M. Owen Int. J.of Heat and Fluid Flow 22(2001) 143-155.

EFFECT OF RADIAL LOCATION OF NOZZLES ON WIDTH ON PERFORMANCE OF PRE-SWIRL SYSTEMS

© 2011 R. A. Didenko¹, D. V. Karelin¹, D. G. Ievlev¹, V. V. Lebedev²

¹JSC “Saturn”, Rybinsk

²RSATA named by P.A. Solovyov

This paper investigates the effect of radial location of the inlet nozzles on effectiveness Θ and total pressure losses ζ of pre-swirl systems. A commercial code Ansys CFX is used to solve the Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) equations using SST turbulence model with wall functions approach. Computations are performed for the flow parameter $0.375 < \lambda_r < 0.75$, rotational Reynolds number $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$, throughflow Reynolds number or non-dimensional mass flow rate $2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5$ and swirl ratio $0.548 < \beta < 2.5$. The principles of the most appropriate radius were developed. Also the problem of heat exchanger was discussed.

Pre-swirl system, working blade, turbine, radial location of the inlet nozzles.

Информация об авторах

Диденко Роман Алексеевич – аспирант кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Рыбинской государственной авиационной технологической академии, инженер 2 категории ОАО «НПО «Сатурн». Тел.: (4855) 296-471. E-mail: rommdi@rambler.ru. Область научных интересов: методы вычислительной газовой динамики и сопряженного теплообмена, системы подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам турбин, тепловое состояние рабочих лопаток турбин.

Иевлев Дмитрий Геннадьевич – начальник конструкторского отдела ОАО НПО «Сатурн». Тел.: (4855) 296-471. E-mail: dmitry.ievlev@npo-saturn.ru. Область научных интересов: методы вычислительной газовой динамики и сопряженного теплообмена, комплексная оценка эффективности схем охлаждения и теплового состояния лопаток турбины, системы подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам турбин, рабочие процессы в камерах сгорания.

Карелин Дмитрий Владимирович – заместитель начальника конструкторского отдела турбин ОАО НПО «Сатурн». Тел.: (4855) 296-471. Область научных интересов: создание турбины двигателя нового поколения.

Лебедев Владимир Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Рыбинской государственной авиационной технологической академии. Область научных интересов: газовая динамика и тепло-массообмен, общая и техническая физика.

Didenko Roman Alexeevich – postgraduate student of Department of methods of engineering and numerical analysis, RSATA. JSC “Saturn”. Phone/fax: (4855) 296-471. E-mail: rommdi@rambler.ru. Area of research: methods of computational fluid dynamics and conjugate heat transfer in air-supply systems and turbine blades.

Ievlev Dmitry Anatolyevich – Head of Engineering Analysis Department, JSC “Saturn”. Phone: (4855) 296-471, fax: (4855) 296-409. Area of research: methods of computational fluid dynamics and conjugate heat transfer in turbine blades and air-supply systems.

Karelin Dmitry Vladimirovich – Chief of the Turbine Department, JSC “Saturn”. Phone: (4855) 296-471. Area of research: turbine for the new generation jet.

Lebedev Vladimir Vladimirovich – Candidate of Engineering science, docent of Aviation Engines chair, RSATA. Area of research: fluid dynamics and heat/mass transfer, physics.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ШИРИНЫ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ДИФFUЗОРА НА АДИАБАТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ И СНИЖЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ПОДВОДА ВОЗДУХА К РАБОЧЕЙ ЛОПАТКЕ ТУРБИНЫ

© 2011 Р. А. Диденко², Д. В. Карелин¹, Д. Г. Иевлев¹, В. В. Лебедев², Е. В. Белоусова¹

¹ОАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск

²Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева

Представлены результаты численного моделирования влияния ширины вращающегося диффузора на эффективность системы подвода воздуха к рабочей лопатке турбины, определенные с учетом геометрии диффузора и реальных эффектов течения вязкого теплопроводного газа. Расчеты проведены в диапазоне вращательного числа Рейнольдса $1.69e7 < Re_\phi < 2.33e7$ и безразмерного расхода воздуха $2.79e5 < C_w < 5.73e5$, что соответствует реальным режимам работы ГТД. В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса и безразмерного расхода результаты расчетов показали, что в узком вращающемся диффузоре слои Экмана отсутствуют, в диффузоре средней ширины слои Экмана исчезают при увеличении C_w , в широком присутствуют, но занимают незначительную часть области течения у вращающихся стенок. Таким образом, при увеличении ширины диффузора проявлялись слои Экмана, но их влияние на интегральные характеристики потока не обнаружено. В итоге влияние ширины вращающегося диффузора на его адиабатическую эффективность и снижение давления оказалось несущественным.

Приведены обоснования к выбору сеточной дискретизации и модели турбулентности.

Система подвода, рабочая лопатка, турбина, ширина вращающегося диффузора.

Обозначения и сокращения:

АЗ – аппарат закрутки;

$\lambda_r = C_w Re_\phi^{-0,8}$ – параметр структуры потока;

$C_w = \frac{G}{\mu b}$ – безразмерный расход;

$\beta = \frac{C_u}{\omega r}$ – закрутка потока;

$\beta_{iid} = \beta_0 \left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2$ – закрутка при свободном вихре;

$D = \left(\frac{\mu}{\rho^* \omega} \right)^{1/2}$ – масштаб слоя Экмана;

$Ek = \frac{\mu}{\rho^* \omega s^2} = \frac{1}{G^2 Re}$ – число Экмана;

$\zeta = \frac{P_{exAZ}^* - P_{8rel}^*}{\frac{1}{2} \rho_{25} \omega^2 r_{25}^2}$ – безразмерное снижение давления;

$Re_\phi = \frac{\rho^* \omega b^2}{\mu}$ – вращательное число Рейнольдса;

$Ro = \frac{G}{4\pi r^2 \omega D} = \frac{C_w}{4\pi r^2 Re_\phi^{0.5}}$ – число Россби;

r – радиус, м;

C – скорость, м/с;

ρ – плотность, кг/м³;

ω – угловая скорость, рад/с;

b – внешний радиус диффузора, м;

μ – динамическая вязкость, Н с/м²;

G – расход, кг/с;

s – ширина, м;

Θ – адиабатическая эффективность;

$S_{omni} = s/b$ – относительная ширина диффузора;

V_r – радиальная компонента скорости.

Индексы:

u – окружное направление;

$*$ – параметр торможения;

отн – относительный;

id – изозэнтропическое течение, свободный вихрь;

1 – сечение под лопаткой;

8 – сечение под байонетом;

0 – сечение на выходе из АЗ;

вхАЗ – вход в аппарат закрутки;

асс – допустимые с точки зрения реализации эффекта кондиционирования режимы работы системы подвода.

Введение

В ГТД для подвода охлаждающего воздуха к рабочей лопатке используются системы с предварительной закруткой воздуха в аппарате закрутки (АЗ) в направлении вращения диска турбины, при этом температура и давление воздуха в относительном движении могут снижаться.

Закрученный поток из полости за АЗ поступает в щелевой радиальный диффузор, образованный диском и покрывным диском. В зависимости от конструкции покрывного диска различают системы с подачей воздуха

через кольцевой ряд дискретных отверстий или непрерывной кольцевой струей. В данной работе исследуется вариант подачи воздуха непрерывной кольцевой струей. В на-

стоящее время применяются системы подвода воздуха как с узким, так и с широким вращающимся диффузором (рис. 1, а,б).

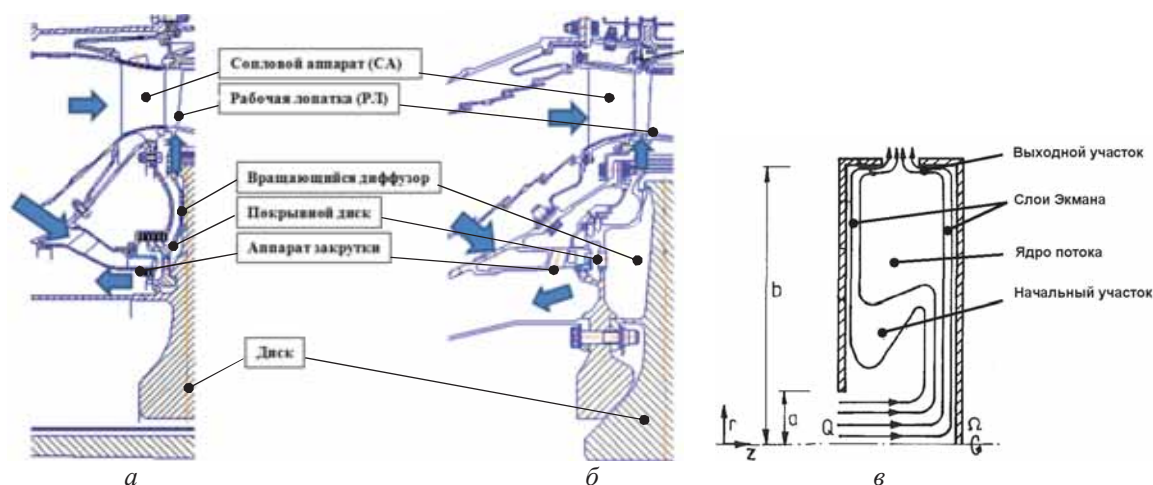


Рис. 1. Системы подвода с различной шириной вращающегося диффузора: а - двигатель GE90, б - двигатель CFM56, в - схематическое представление структуры течения в полости вращающегося диффузора

Схематично структура потока во вращающемся радиальном диффузоре (далее по тексту “диффузор”) с осевым входом и радиальным выходом представлена на рис. 1, в.

Всю область течения принято разбивать на три участка: начальный – область сильного инерционного течения; средний – область развитого ядра потока со слоями Экмана на стенках; выходной участок, где формируется поток на входе в байонет. В ядре потока его структура близка к свободному вихрю. Взаимодействие ядра потока с пограничными слоями зависит от геометрических особенностей диффузора, расхода воздуха и закрутки потока. Из-за окружного торможения потока и работы центробежной силы в диффузоре происходит восстановление полного давления и температуры в относительном движении. Из диффузора воздух через байонетное соединение поступает в каналы охлаждения рабочей лопатки.

Для характеристики структуры потока необходимы и достаточны два независимых параметра [1,3,14,21,23]. Так, в качестве параметров, определяющих структуру турбулентного потока в полости диффузора, часто используются начальная закрутка потока β_0 и параметр турбулентной структуры λ_T :

$$\beta_0 = \frac{C_{u0}}{\omega r_0}, \quad (1)$$

$$\lambda_T = C_w Re_\phi^{-0.8}. \quad (2)$$

Другой парой независимых параметров [8] могут быть числа Рейнольдса (3) и Россби (4):

$$Re_\phi = \frac{\rho^* \omega b^2}{\mu}, \quad (3)$$

$$Ro = \frac{G}{4\pi r^2 \omega D}. \quad (4)$$

В работе [10] в качестве независимых параметров выбирают $C_w = \frac{G}{\mu b}$ и Re_ϕ .

При исследовании влияния ширины диффузора на характеристики системы подвода с различной шириной вращающегося диффузора в [15] использован критерий подобия $S_{omn} = s/b$ – относительная ширина диффузора. Вместо относительной ширины диффузора S_{omn} и числа Рейнольдса Re_ϕ можно пользоваться числом Экмана (3):

$$Ek = \frac{\mu}{\rho^* \omega s^2} = \frac{1}{S_{omn}^2 Re}. \quad (5)$$

Основными показателями эффективности работы системы подвода являются безразмерная адиабатическая эффективность Θ и Θ_{id} , коэффициент потерь давления [1,14,17,18]:

$$\zeta = \frac{P_{exA3}^* - P_{i\,rel}^*}{\frac{1}{2} \rho_0 \omega^2 r_0^2}, \quad (6)$$

$$\Theta = \frac{2Cp(T_{exA3}^* - T_{i\,rel}^*)}{\omega^2 b^2}, \quad (7)$$

$$\Theta_{id} = 2\beta_{id} \left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1. \quad (8)$$

Исследования [1,12,14,16,21,23], выполненные в диапазоне критериев подобия $0.1 < \lambda_T < 0.4$, $0.6 \cdot 10^6 < Re_\phi < 1.8 \cdot 10^6$, показали фактическое отсутствие влияния ширины полости на разницу между адиабатической эффективностью Θ и Θ_{id} , определяемой из условия идеальности течения. Отмечено лишь ее влияние на безразмерное снижение давления ζ , причем с увеличением β_0 разница в потерях для широкой и узкой полости $\Delta\zeta$ возрастает.

Исходя из вышеизложенного, авторами была поставлена задача провести исследование влияния ширины вращающегося диффузора на характеристики системы подвода в диапазоне критериев подобия, характерных для реального двигателя, то есть расширить ранее изученный диапазон в практически значимую область.

Геометрия расчетной области и особенности моделирования

На рис. 2 приведены расчетная область и варианты геометрии вращающегося диффузора.

При дискретизации осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (RANS) использована аппроксимация по методу конечных объемов, со схемой второго порядка точности. При решении уравнения энергии учитывалась работа вязких сил. Эффект плавучести в поле центробежных сил не учитывался.

Расчеты велись на гибридной расчетной сетке с тетраэдрами в середине и призматическими слоями на стенках, число сеточных узлов составляло в среднем 5.5 млн., в периодической постановке. Стенки задавались гладкими и адиабатными. Коэффициенты вязкости теплоемкости и теплопроводности воздуха рассчитывались в зависимости от температуры.

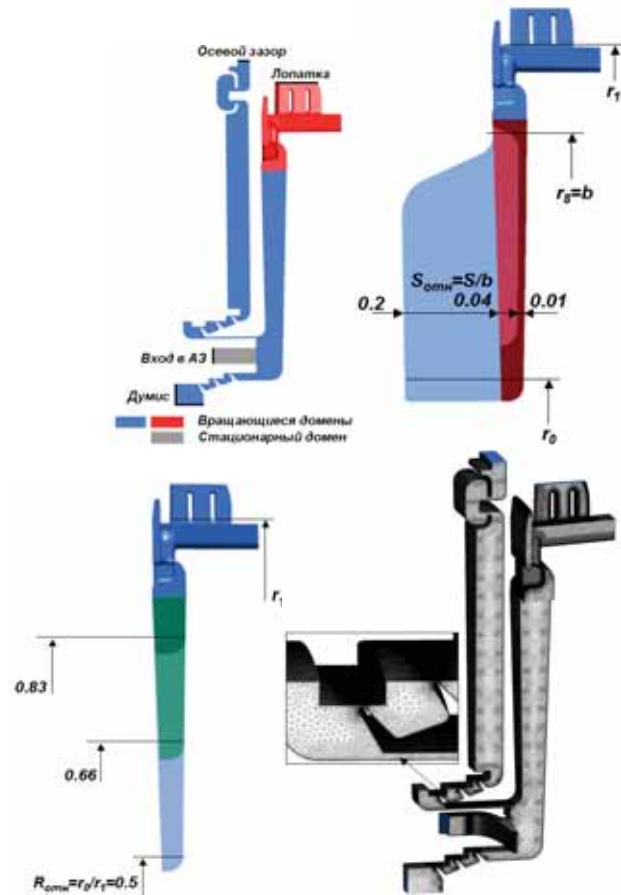


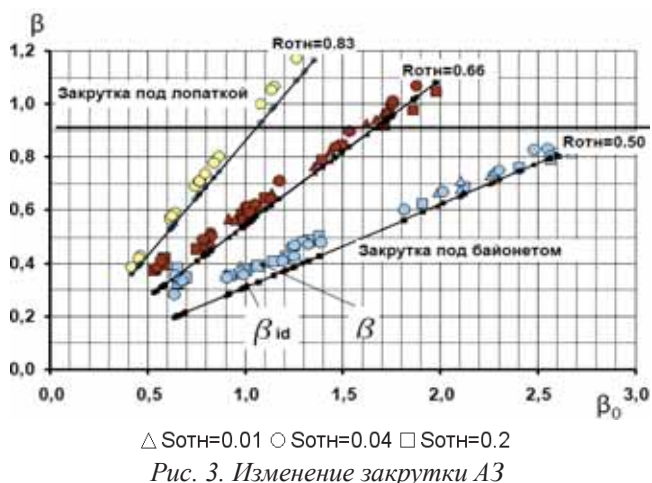
Рис. 2. Расчетная область и варианты геометрии и расчетная сетка

Все расчёты были выполнены с одинаковыми установками решателя и остановлены при достижении уровня сходимости по нормализованным среднеквадратичным невязкам ниже $5E-5$ и дисбалансу 0.1% для расхода воздуха. При вращательном числе Re_ϕ порядка 10^7 вклад вязких членов в уравнениях по сравнению с инерционными невелик. Поэтому нами использована рекомендованная в работах [7,8] SST модель турбулентности с пристеночными функциями.

Результаты расчетов. Исследование проведено в диапазоне критериев:

$$0.375 < \lambda_T < 0.75, \quad 1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7, \\ 2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5, \quad 0.548 < \beta < 2.5 \text{ для узкого } S_{омн} = 0.01, \text{ среднего } S_{омн} = 0.04 \text{ и широкого } S_{омн} = 0.2 \text{ диффузоров.}$$

На рис. 3 представлено изменение реальной закрутки потока β и идеальной β_{id} в диффузоре в зависимости от начальной закрутки $\beta_0 = Cu_0 / U_0$ для различной ширины вращающегося диффузора, для трех радиусов расположения АЗ.



△ Sotn=0.01 ○ Sotn=0.04 □ Sotn=0.2

Рис. 3. Изменение закрутки АЗ

Из рис. 3 видно, что вне зависимости от радиуса расположения АЗ ширина диффузора не влияет на закрутку под байонетом β . Данный вывод можно сделать исходя из наложения расчетных значений β для узкого, среднего и широкого диффузоров на линии β_{id} , найденные из предположения о свобод-

ном вихре в полости диффузора. Таким образом, с достаточной для практики долей приближения можно считать, что закрутка в полости изменяется по закону свободного вихря. Аналогичный вывод сделан в работах [1, 2, 5, 9, 11, 15, 16, 22, 23]. Отметим, что для нижнего и среднего расположения АЗ реальная закрутка β несколько превышает идеальную β_{id} , что можно объяснить влиянием конструкции, в частности дискретного байонетного соединения, на изменение закрутки в диффузоре.

О наличии или отсутствии слоев Экмана на стенках в полости диффузора можно судить по эпюре радиальной скорости, построенной по ширине полости и по картине линий тока. На рис. 4-5 приведены картины линий тока в диффузорах различной ширины и соответствующие им графики распределения по ширине диффузора радиальной компоненты скорости потока.

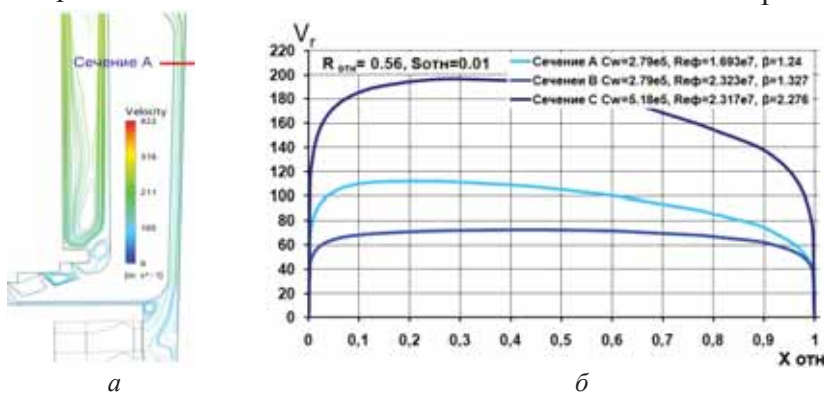


Рис. 4. Узкий вращающийся диффузор $Sotn=0.01$, $R_{отн}=0.50$:
а - линии тока в радиальном сечении для $C_w=2.79e5$, $Re_f=1.693e7$, $\beta=1.24$,
б - профили радиальной компоненты скорости в сечениях А, В, С

Расположение сечений А, Б, и С совпадает. Из рис. 4 видно, что профили радиальной скорости указывают на отсутствие слоев Экмана. Для среднего по ширине диффузора (рис. 5-6), что при увеличении C_w с $2.79e5$ до $5.18e5$ длина начального участка увеличивается, а слой Экмана пропадает.

На рис. 7 для широкого вращающегося диффузора приведены картины линий тока и соответствующие им графики распределения по ширине диффузора радиальной компоненты скорости потока.

Из рис. 7 видно, что для широкого диффузора характерно наличие слоев Экмана. Здесь радиальные скорости в центре равны 0 или отрицательны в случае возвратного движения.

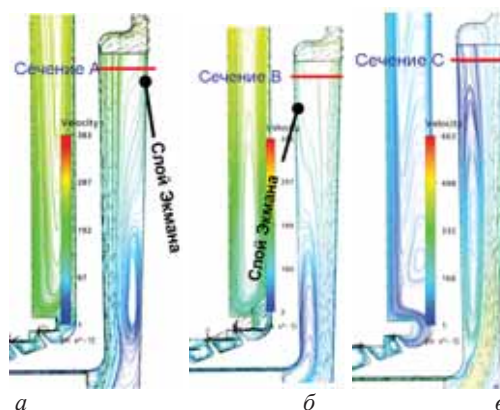


Рис. 5. Линии тока в радиальном сечении для иллюстрации слоев Экмана для среднего диффузора $Sotn=0.04$, $Rotn=0.50$: а - $C_w=2.79e5$, $Re_f=1.693e7$, $\beta=1.24$ б - $C_w=2.79e5$, $Re_f=2.323e7$, $\beta=1.323$; с - $C_w=5.18e5$, $Re_f=2.317e7$, $\beta=2.55$

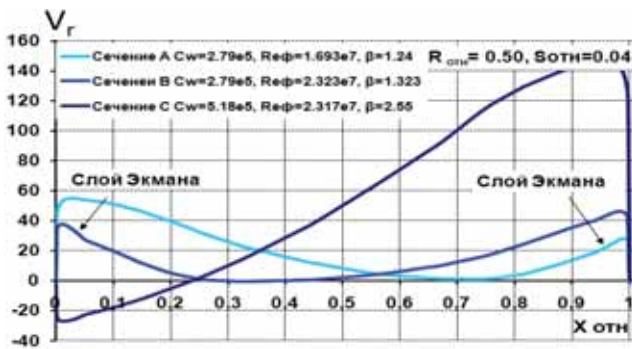


Рис. 6. Профили радиальной компоненты скорости в сечениях А, В, С для вариантов, показанных на рис. 7

Таким образом получено, что радиальная компонента скорости для одинаковых Re_ϕ и C_w увеличивается при уменьшении относительной ширины диффузора $S_{отн}$.

На рис. 8-10 показано изменение адиабатической эффективности вращающегося диффузора: а) безразмерное изменение давления, б) для различных радиусов расположения АЗ в чистом виде (до байонета – сечение 8) и вместе с байонетом (до сечения 1), в зависимости от начальной закрутки $\beta_0 = C_{u_0}/U_0$.

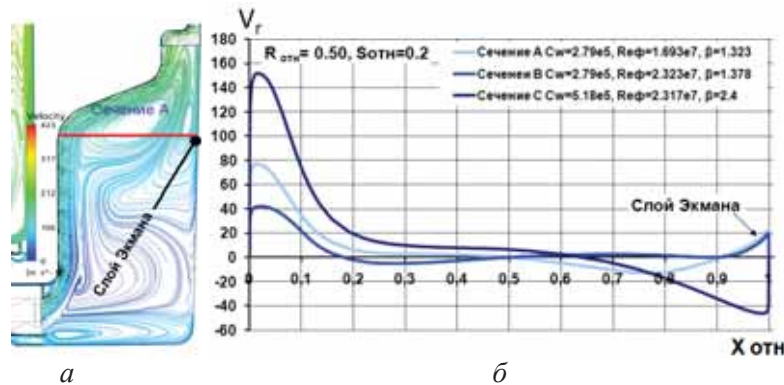


Рис. 7. Широкий вращающийся диффузор $S_{отн}=0.2$, $R_{отн}=0.50$:

а - линии тока в радиальном сечении для иллюстрации слоев Экмана для широкого диффузора для $C_w=2.79e5$, $Re_\phi=1.693e7$, $\beta=1.323$; б - профили радиальной компоненты скорости в сечениях А, В, С

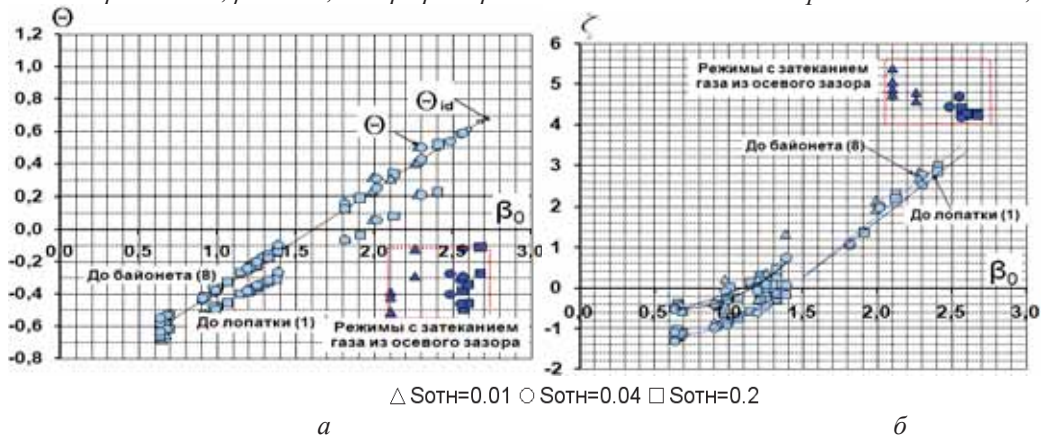


Рис. 8. Адиабатическая эффективность и безразмерное снижение давления для узкого, стандартного и широкого диффузора, нижнее расположение АЗ $R_{отн}=0.50$

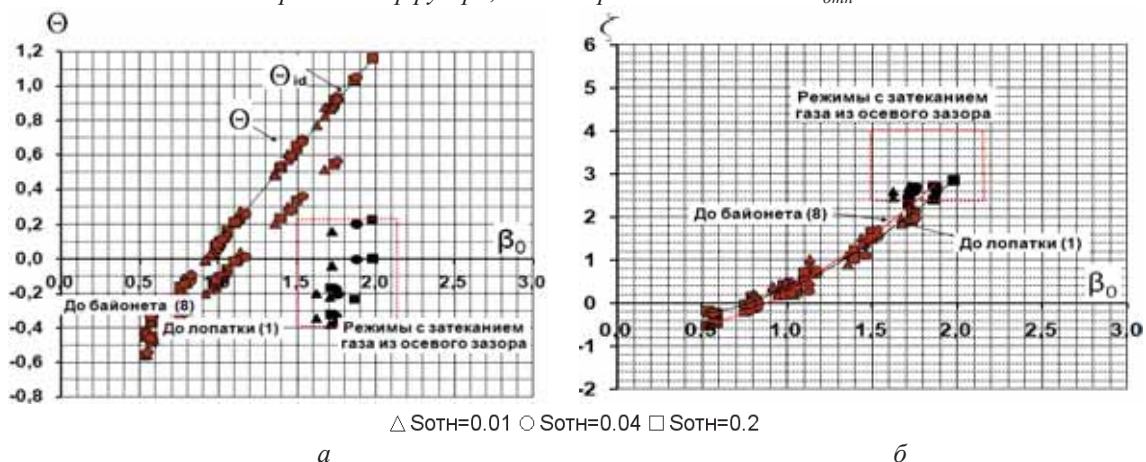


Рис. 9. Адиабатическая эффективность(а) и безразмерное снижение давления (б) для узкого, стандартного и широкого диффузора, среднее расположение АЗ $R_{отн}=0.66$

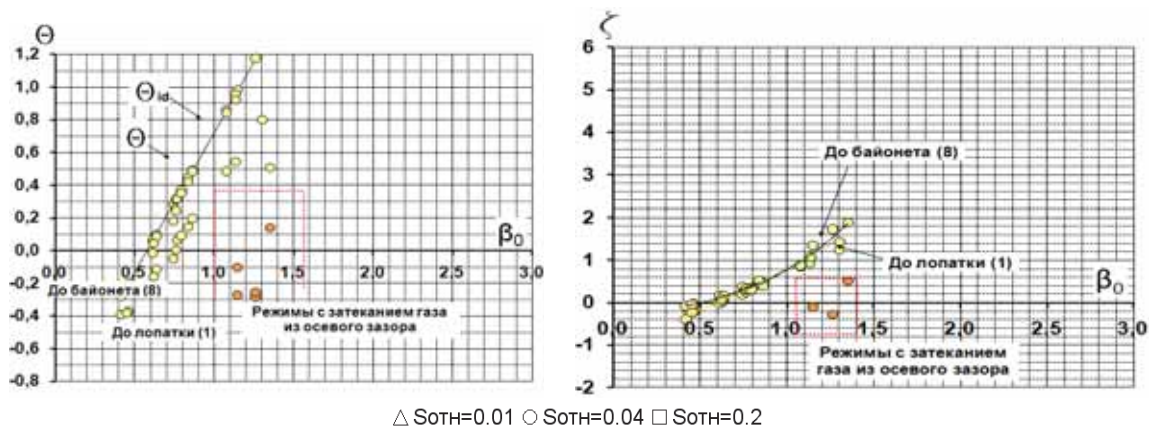


Рис. 10. Адиабатическая эффективность и безразмерное снижение давления для узкого, стандартного и широкого диффузора, верхнее расположение АЗ $R_{отн} = 0.8$

Область допустимых режимов работы ограничивается начальной закруткой β_{0acc} , начиная с которой имеет место снижение температуры в относительном движении ($\Theta > 0$), то есть проявляется эффект кондиционирования. Из анализа графиков на рис. 8-10 следует, что для нижнего расположения АЗ $\beta_{0acc} > 2$, для среднего $\beta_{0acc} > 1.2$ и для верхнего $\beta_{0acc} > 0.75$.

На всех рисунках отмечены режимы с затеканием горячего газа из осевого зазора. Затекание горячего газа резко снижает адиабатическую эффективность и увеличивает потери полного давления и температуру воздуха под лопаткой, поэтому данные режимы также не допускаются.

Сплошная линия на графиках соответствует идеальной адиабатической эффективности Θ_{id} , вычисленной по предположению о свободном вихре β_{id} внутри полости диффузора. Видно, что данные численного моделирования хорошо согласуются с расчетом по формуле (7). Таким образом, вне зависимости от радиуса расположения АЗ, ширина диффузора не влияет на адиабатическую эффективность.

Кривые на рис. 7, 9 и 10 пересекают ось ординат при значении $\Theta = -1$, что соответствует нулевой закрутке потока $\beta_0 = 0$ на входе.

В предположении изоэнтропичности течения можно ожидать, что безразмерное снижение давления ζ также не будет зависеть от ширины вращающегося диффузора (рис. 8-10, б). Однако расчеты показали некоторое отклонение от данного предположения для нижнего расположения АЗ в диапазоне $\beta_0 = Cu_0 / U_0 < 1.4$, хотя данный ре-

жим не реализуется в двигателе, так как не обеспечивает снижение температуры под лопаткой.

Отрицательные значения величины ζ говорят о том, что полное давление в относительном движении на выходе из диффузора становится больше, чем полное давление на входе в АЗ.

Таким образом, в реализуемом на двигателе диапазоне β_0 , обеспечивающем снижение температуры под лопаткой, Re_ϕ и C_w , слои Экмана практически не проявляются, а в случае широкого диффузора они занимают относительно небольшую часть течения, поэтому влияние ширины вращающегося диффузора на безразмерное снижение давления ζ не наблюдается.

Заключение

1. В диапазоне критериев подобия, соответствующих режиму работы реального ГТД $0.375 < \lambda_T < 0.75$, $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$, $2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5$, $0.548 < \beta < 2.5$, проведено исследование влияния ширины вращающегося диффузора на показатели эффективности системы подвода воздуха к рабочей лопатке турбины для различных радиусов расположения аппарата закрутки.

2. Для режимов течения, обеспечивающих снижение температуры и давления под лопаткой (для нижнего расположения $\beta_{0acc} > 2$, для среднего $\beta_{0acc} > 1.2$ и для верхнего $\beta_{0acc} > 0.75$), не обнаружено влияния ширины дисковой полости на адиабатическую эффективность и безразмерное снижение давления.

3. Полученные результаты качественно согласуются с данными в работах [1,12,14,16,21,23], для параметров $0.1 < \lambda_T < 0.4$,

$0.6 \cdot 10^6 < Re_\phi < 1.8 \cdot 10^6$, не соответствующих реальным режимам работы ГТД.

4. Ширину вращающегося диффузора выбирает конструктор исходя из конструктивной необходимости, прочности, массы и динамических характеристик ротора турбины.

Библиографический список

1. Karabay, H. Flow in a "Cover-Plate" Preswirl Rotor-Stator System/ H. Karabay, J.-X. Chen, R. Pilbrow [et al] J.of TM vol 121, pp. 160-166.

2. Lewis, P. Physical Interpretation of Flow and Heat Transfer in Pre-swirl systems / P. Lewis, M. Wilson, G. Lock [et al] ASME Paper GT2006-90132.

3. Owen, J.M. Flow and Heat Transfer in Rotating-Disc Systems, Volume 2: Rotating Cavities / J M Owen, R.H. Rogers Research Studies Press, Taunton, UK / Wiley, New York.1995.

4. Owen, J. M. Source-sink flow inside a rotating cylindrical cavity / J.M. Owen, J. R. Pincombe, R. H. Rogers J. Fluid Mech. (1985). VOZ. 156, pp. 233-265.

5. Owen, J. M. An Approximate Solution for the Flow Between a Rotating and a Stationary Disk / J. M. Owen J. of Turbomachinery, vol. 111, p 323.

6. ANSYS CFX 11 help.

7. Bardina, J.E. Turbulence Modeling, Validation, Testing and Development / J.E. Bardina, P.G. Huang, Coakley T.J. NASA Technical Memorandum 110446, 1997.

8. Louis, J. F. Turbulent Flow Velocity Between Rotating Co-axial Disks of Finite Radius / J.F. Louis, A.J. Salhi, J of Turbomachinery, vol 111, p. 333.

9. Youyou, Yan Mahmood Farzaneh Gord Gary D Lock Michael Wilson J Michael Owen FLUID DYNAMICS OF A PRE-SWIRL ROTOR-STATOR SYSTEM / Yan Youyou ASME Paper GT-2002-30415.

10. Morse, A.P. Numerical Prediction of Turbulent Flow in Rotating Cavities J. of Turbomachinery / A.P. Morse vol 110, p. 202.

11. Ong, C.L. Boundary-Layer Flows in Rotating Cavities / C.L. Ong, J.M. Owen J. of Turbomachinery, vol. 111, p 341.

12. El-Sadi, H. CFD study of hpt blade cooling flow supply systems / H. El-Sadi, G.

Guevremont, R. Marini [etal] ASME Paper GT2007 27228.

13. Gupta, A.K. Numerical Simulation of TOBI Flow – Analysis of the Cavity between a Seal-Plate and HPT Disk with Pumping Vanes / A. K. Gupta, D. Ramerth, D. Ramachandran, ASME Paper GT2008-50739.

14. Jarzombek, K. Flow Analysis in gas turbine pre-swirl cooling air systems – variation of geometric parameters / K. Jarzombek, H.J. Dohmen, F.-K. Benra, O. Schneider ASME Paper GT2006-90445.

15. Karabay, H. Performance of Pre-Swirl Rotating-Disc Systems / H. Karabay, R. Pilbrow, M. Wilson // J. of Eng. For G.T and Power, vol 122, p 442-450.

16. Karabay, H. Predictions of effect of swirl on flow and heat transfer in rotating cavity / H. Karabay, M. Wilson, J. M. Owen Int. J.of Heat and Fluid Flow 22(2001) 143-155.

17. Lewis, P. Effect of radial location of nozzles on performance of pre-swirl systems / P. Lewis, M. Wilson, G. Lock [et al] ASME Paper GT2008-50295.

18. Lewis, P. Physical Interpretation of Flow and Heat Transfer in Pre-swirl systems / P. Lewis, M. Wilson, G. Lock [et al] ASME Paper GT2006-90132.

19. El-Oun, Z.B. Preswirl Blade-Cooling Effectiveness in an Adiabatic Rotor-Stator System/ Z.B. El-Oun, J.M. Owen ASME J. Turbomachinery, 111, 1989. pp. 522-529.

20. Chew, J.W. Pre-Swirled Cooling Air Delivery System Performance / J.W. Chew, F. Ciampoli, N.J. Hills [et al] ASME Paper GT2005-68323. 2005.

21. Farzaneh-Gord, M. Numerical and Theoretical Study of Flow and Heat Transfer in a Pre-Swirl Rotor-Stator System / M. Farzaneh-Gord, M. Wilson, J.M. Owen ASME Paper GT2005-68135. 2005.

22. Chew, J.W. Numerical predictions for laminar source-sink flow in a rotating cylindrical cavity / J.W. Chew, J.M. Owen, J.R. Pincombe J. Fluid Mech. (1894), vol 143, pp. 541-466.

23. Karabay, H. Approximate solutions for flow and heat transfer in pre-swirl rotating-disc systems/ H. Karabay, M. Wilson, J.M. Owen ASME Paper 2001-GT-0200.

EFFECT OF CAVITY WIDTH ON PERFORMANCE OF PRE-SWIRL SYSTEMS

© 2011 R. A. Didenko¹, D. V. Karelin¹, D. G. Ievlev¹, V. V. Lebedev², E. V. Belousova¹

¹JSC «Saturn»

²Rybinsk State Academy of Aviation Technology named P.A. Solovjov

This paper investigates the effect of cavity width on effectiveness Θ and total pressure losses ζ of pre-swirl systems. Computations are performed for the flow parameter $0.375 < \lambda_r < 0.75$, rotational Reynolds number $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$, throughflow Reynolds number or non-dimensional mass flow rate $2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5$ and swirl ratio $0.548 < \beta < 2.5$. No influence on Θ and ζ is found by changing the cavity width.

Pre-swirl system, working blade, turbine, cavity width inlet nozzles.

Информация об авторах

Диденко Роман Алексеевич, аспирант кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Рыбинской государственной авиационной технологической академии, инженер 2 категории КО систем инженерного анализа ОАО «НПО «Сатурн». Тел./факс: (4855) 296-471. E-mail: rommdi@rambler.ru. Область научных интересов: методы вычислительной газовой динамики и сопряженного теплообмена, системы подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам турбин, тепловое состояние рабочих лопаток турбин.

Иевлев Дмитрий Геннадьевич, начальник КО систем инженерного анализа ОАО «НПО «Сатурн». Тел./факс: (4855) 296-471. E-mail: dmitry.ievlev@npo-saturn.ru. Область научных интересов: методы вычислительной газовой динамики и сопряженного теплообмена, комплексная оценка эффективности схем охлаждения и теплового состояния лопаток турбины, системы подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам турбин, рабочие процессы в камерах сгорания.

Карелин Дмитрий Владимирович, заместитель начальника КО турбин ОАО «НПО «Сатурн». Тел./факс: (4855) 296-471. Область научных интересов: создание турбины двигателя нового поколения.

Лебедев Владимир Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Рыбинской государственной авиационной технологической академии. Область научных интересов: газовая динамика и тепло-массообмен, общая и техническая физика.

Didenko Roman Alexeevich, postgraduate student of Department of methods of engineering and numerical analysis, Rybinsk State Academy of Aviation Technology named P.A. Solovjov. JSC «Saturn». Phone/fax: (4855) 296-471. E-mail: rommdi@rambler.ru. Area of research: methods of computational fluid dynamics and conjugate heat transfer in air-supply systems and turbine blades.

Ievlev Dmitry Anatolyevich, Head of Engineering Analysis Department, JSC «Saturn». Phone: (4855) 296-471, fax: (4855) 296-409. Area of research: methods of computational fluid dynamics and conjugate heat transfer in turbine blades and air-supply systems.

Karelin Dmitry Vladimirovich, Chief of the Turbine Department, JSC «Saturn». Phone: (4855) 296-471. Area of research: turbine for the new generation jet.

Lebedev Vladimir Vladimirovich, Candidate of Engineering science, docent of Aviation Engines chair, Rybinsk State Academy of Aviation Technology named P.A. Solovjov. Area of research: fluid dynamics and heat/mass transfer, physics.

ВИХРЕВОЙ ЭФФЕКТ И ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ЭЛЕМЕНТАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ

©2011 Ш. А. Пиралишвили, С. В. Веретенников

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьёва

Представлены результаты численного и экспериментального исследования теплообмена и газодинамики в вихревых энергоразделителях. Приведены примеры охлаждаемых сопловых лопаток со встроенными вихревыми энергоразделителями.

Вихревой эффект, теплообмен, закрутка потока, турбина.

Введение.

Особые свойства закрученных течений имеют широкий диапазон технических приложений.

В технических устройствах закрутка потока (сообщение потоку вращательного движения с помощью различных закручивающих устройств) приводит к крупномасштабному воздействию на все параметры поля течения, а следовательно, и на теплообмен. При этом характерные для закрученных течений трехмерность поля скорости и соизмеримость тангенциальной и осевой компонент скорости обуславливают формирование трехмерного поля давления с радиальным градиентом, превышающим продольный. Благодаря наличию поперечных составляющих скорости - тангенциальной и радиальной, усиливается конвективный перенос импульса, энергии и массы и изменяется вихревая структура закрученных потоков. С этим связаны столь необходимые в технических приложениях свойства закрученных течений, выражающиеся в их способности интенсифицировать процессы тепло- и массообмена, выравнивать локальные температурные неоднородности за счет конвективного перемешивания, подавлять или усиливать случайные возмущения, стабилизировать процессы течения в условиях сложного теплообмена при протекании химических реакций или процессов горения, обеспечивать рециркуляционное течение в камерах сгорания с более полным выгоранием топлива и др.

Необходимость исследования теплообмена при течении закрученного потока в

осесимметричных каналах вихревого энергоразделителя возникла в связи с задачей совершенствования систем охлаждения лопаток турбин. Закрутка потока интенсифицирует процесс теплообмена и приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи по длине канала, а энергоразделение потока позволяет более эффективно охлаждать наиболее теплонапряжённые участки пера лопатки [1-3].

Еще одна не менее важная область применения закрученного течения с организацией эффекта энергоразделения – борьба с обледенением элементов конструкций входных устройств авиационных двигателей [3].

Применение вихревых энергоразделителей в системах охлаждения лопаток турбин. Развитие способов охлаждения лопаток высокотемпературных турбин требует повышения коэффициента теплоотдачи в охлаждаемых каналах за счет изменения их геометрии. Особый интерес с точки зрения обеспечения повышения изотермичности поверхности охлаждаемой лопатки представляет использование эффекта температурной стратификации (энергоразделения), позволяющего на выходе из задиафрагмированного в концевых сечениях канала с потоком закрученного газа получить два результирующих потока с большей и меньшей температурой (известный эффект Ранка-Хилша). Рациональное распределение охлаждающих потоков с различной температурой и сравнительно высокой остаточной закруткой позволит снизить неравномерность температуры по высоте пера лопатки и обеспечить необходимую степень охлаждения наиболее уязвимых по перегреву кромок лопатки.

Использовать микровихревой эффект (ВЭ) в лопатке впервые предложили японские инженеры [1]. Разработанная ими система охлаждения (рис. 1) предполагает подачу сжатого воздуха по вертикально расположенным запиточным каналам – коллекторам на вход закручивающих устройств микро ВЭ, размещенных в теле пера лопатки, охлажденные потоки которых через перфорацию подаются на выпуклую, а подогретые массы – на вогнутую поверхность, как показано на рис. 1. К сожалению, информации о такой системе охлаждения в литературе обнаружить не удалось. Очевидно, это связано с недостатками способа. Весьма сложная конструкция, чрезвычайно маленький диаметр энергоразделителя, существенно снижающий эффекты энергоразделения, нивелируют заявленные авторами эффекты.



Рис. 1. Рабочая лопатка с вихревыми микроэнергоделителями [1]

Более перспективна схема авторов [2,3], в которой два ВЭ встраиваются в лопатку пера, а их камеры энергоразделения расположены в средней по высоте пера части лопатки. Охлажденный поток отводится на охлаждение кромок (рис.2).

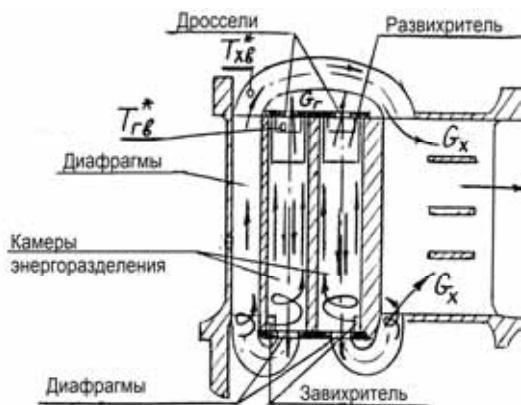


Рис. 2. Схема течения воздуха в сопловой лопатке, охлаждаемой двумя ВЭ [2, 3]

Относительно “холодные” выпуклая и вогнутая поверхности пера охлаждаются нагретым потоком, что приводит к некоторому росту температуры средней части лопатки.

Примечательно, что в лопатке с конвективным петлевым охлаждением весь воздух идет на охлаждение входной кромки, а в лопатке с ВЭ - не больше половины от всего расхода, однако теплосъем с входной кромки от корня до $\bar{h} = 1/3$ высоты пера у лопатки с ВЭ выше.

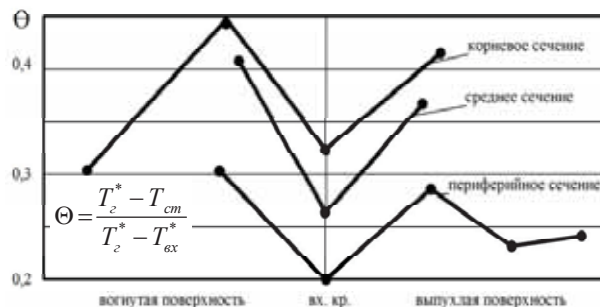


Рис. 3. Эффективность охлаждения лопатки с ВЭ при $\pi_{охл}^* = 2$ и $\mu = 0,8$

Температурная неравномерность по высоте входной кромки (рис. 4) для лопатки с вихревым охлаждением оказалась ниже, чем у лопатки с конвективно-петлевой схемой и лишь на 1/3 части высоты пера лопатка с ВЭ начинает несколько уступать лопатке с конвективно-петлевой схемой. Это связано со снижением степени закрутки и падением коэффициентов теплоотдачи.

Уменьшить неравномерность температуры по высоте входной кромки можно увеличением расхода воздуха в кромочном канале при сохранении суммарного расхода через лопатку, подавая дополнительный воздух через иглу-эжектор (рис.5, а), и используя известный ВЭ с дополнительным потоком, имеющий самую большую холодопроизводительность.

Свежая порция воздуха повышенного давления, эжектируя охлажденный поток компенсирует потери давления и, смешиваясь с охлажденным потоком, участвует в охлаждении средней части и периферии входной кромки. Эксперименты подтвердили увеличение расхода воздуха в кромочном канале на 25%. Эффективность охлаждения входной кромки на периферии возросла на 12% при сохранении относительного расхода воздуха через лопатку и некотором снижении перепада давления ($\pi^* = 1,8$).

При $T_r^* > 1650$ К, когда традиционные конвективные схемы недостаточно эффективны, для охлаждения кромки рекомендуются лопатки комбинированной схемой охлаждения (рис.5, б), входная кромка, которой защищена пленочной завесой охладителя, выпускаемого из переднего дефлекторного канала ($\bar{G} = 3,3\%$). Второй и третий каналы выполнены в виде камер энергоразделения с противоположным подводом охладителя $\bar{G} = 3,6\%$, что обеспечивает снижение температурной неравномерности по высоте средней части пера.

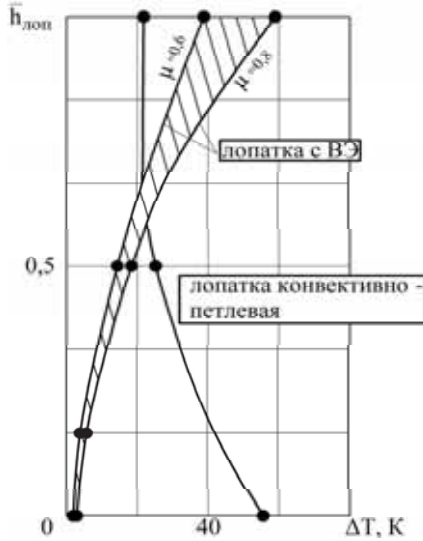


Рис 4. Температурная неравномерность по высоте входной кромки лопаток: $\Delta T = T_{cm} - T_{cm0}$, где T_{cm0} – температура средней части корневого сечения лопатки с ВЭ

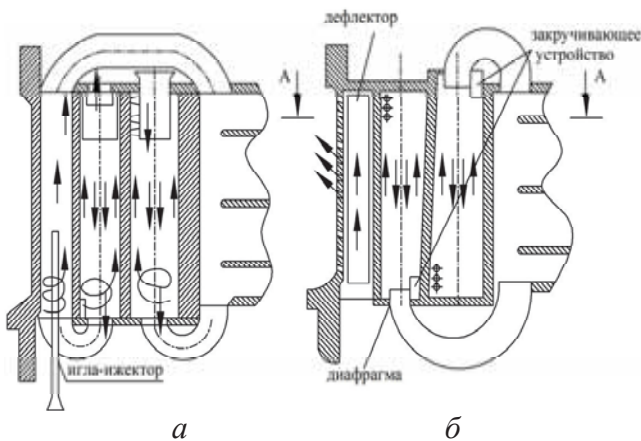


Рис. 5. Оптимизированные конструкции лопатки с ВЭ [1,2]: а - с эжекцией воздуха в кромочном канале и дополнительным потоком; б - со встречным подводом охладителя

В результате предложенных мероприятий удалось понизить максимальную разность температуры между серединой лопатки и выходной кромкой до 15%.

Экспериментальное исследование процессов теплообмена в вихревом энергоразделителе. Эффективность применения вихревых труб, а, следовательно, и эффективность охлаждения лопаток турбин, во многом зависят от оптимальных соотношений геометрических и режимных параметров (рис. 6). Использование ВЭ в системе охлаждения турбины вызывает ряд трудностей, связанных с отсутствием опытных данных и практических рекомендаций.

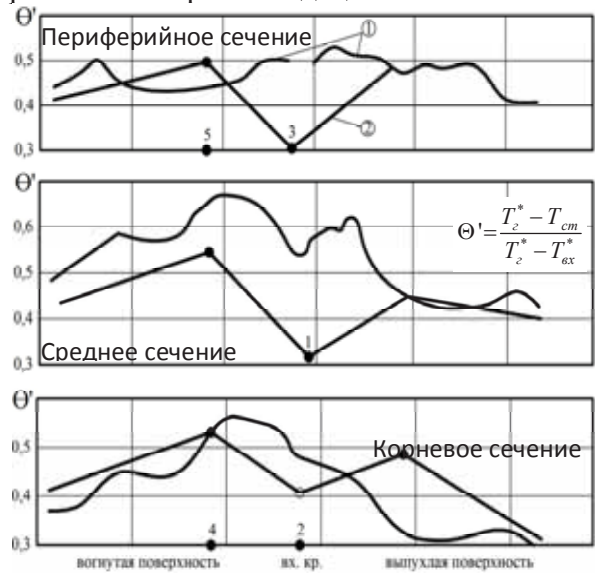


Рис 6. Эффективность охлаждения лопаток: 1- дефлекторная лопатка с конвективно-пленочным охлаждением; $\bar{G} = 6,7\%$; 2- лопатка с двумя ВЭ $\mu = 0,6$ с эжекцией; $\bar{G} = 3,4\%$

Для анализа путей использования вихревого эффекта в системах охлаждения сопловых лопаток турбин разработана и изготовлена модель вихревой трубы (рис. 7). Основная цель исследования - получение опытных данных по коэффициентам теплоотдачи на внутренних поверхностях каналов.



Рис. 7. Модель вихревого энергоразделителя

Геометрические параметры: диаметр камеры энергоразделения $d = 10$ мм, относительная площадь сопла $\bar{f}_c = 0,1$, относительный диаметр диафрагмы $\bar{d}_d = 0,5$, относи-

тельная длина до закручивающего устройства $\bar{\Gamma}=8$. В закручивающем устройстве применено двухзаходное тангенциальное сопло прямоугольного сечения с отношением сторон 1:2. На «горячем» конце установлен регулируемый щелевой диффузор.

В ходе эксперимента определялись характеристики вихревого энергоразделителя, с целью выявления наиболее эффективных режимов его работы.

На каждом из девяти положений диффузора ($\mu=0,9; 0,85; 0,67; 0,56; 0,4; 0,37; 0,25; 0,13; 0,08$) измеряемые параметры фиксировались по пяти давлениям ($P^*_{вх}=0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3$ (МПа)). Температуры воздуха фиксировались при помощи ХК термомпар.

Необходимый баланс между расходом охлаждённого потока и эффектом энергоразделения достигается при $\mu=0,5 \div 0,7$. Эти режимы позволяют реализовать как достаточно высокие эффекты энергоразделения, так и значительную скорость потока в камере энергоразделения и патрубке охлаждённого потока.

В ходе нестационарного эксперимента при помощи метода регулярного режима определялись коэффициенты теплоотдачи.

Ниже приведены (рис. 8–9) наиболее характерные экспериментально полученные распределения коэффициентов теплоотдачи по внутренней поверхности камеры энергоразделения и патрубка охлаждённого потока.

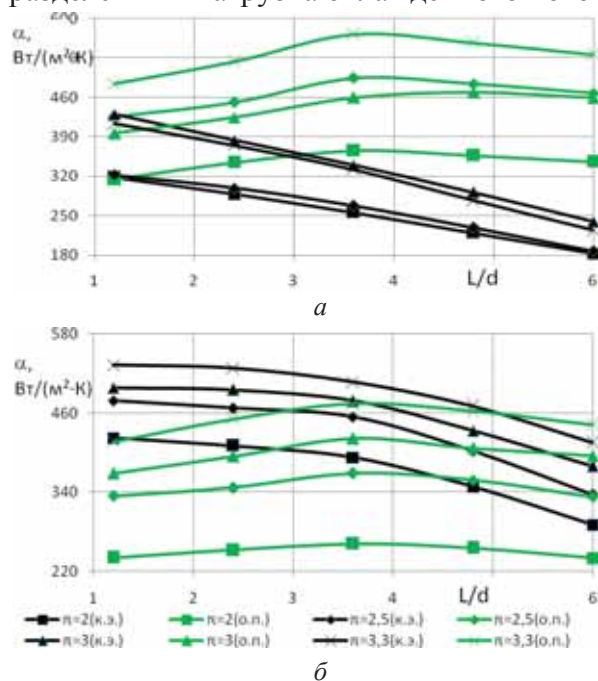


Рис. 8. Распределение коэффициентов теплоотдачи по длине камеры энергоразделения и длине патрубка охлаждённого потока (воздух): а- $\mu=0,74$; б - $\mu=0,32$

Анализ экспериментальных данных позволил выявить наиболее эффективные режимы работы вихревого энергоразделителя, характеризующиеся высокими коэффициентами теплоотдачи на поверхностях каналов. При доле охлаждённого потока $\mu=0,48$ и перепаде давления $\pi=3,3$ коэффициент теплоотдачи на поверхности камеры энергоразделения достигал максимального значения $\alpha=578$ Вт/м²·К. На поверхности патрубка охлаждённого потока максимальное значение коэффициента теплоотдачи $\alpha=572$ Вт/м²·К достигается при $\mu=0,74$ и $\pi=3,3$.

Следует отметить, что для распределения коэффициентов теплоотдачи по длине камеры энергоразделения (рис. 8) в направлении – от закручивающего устройства на всех исследуемых режимах характерно снижение α на 25 – 50%. В свою очередь, распределение α по длине патрубка охлаждённого потока в том же направлении на всех исследуемых режимах имеет совершенно противоположный характер - α увеличивается на 2...10%.

Дальнейшие эксперименты проводились с использованием водяного пара ($T=383$ К) в качестве охладителя. Исследование проводилось при доле охлаждённого потока - $\mu=0,6$ и перепаде давления - $\pi=2$. На рис. 3 приведены графики распределения критериев подобия Нуссельта по длине охлаждаемых каналов для пара и воздуха. Видно, что значения коэффициентов теплоотдачи при использовании пара значительно превышают (более чем на 200%) значения α при использовании воздуха.

Настолько резкое снижение коэффициента теплоотдачи по длине каналов при использовании в качестве хладагента водяного пара можно объяснить тем, что из-за столь высокой эффективности теплосъёма на начальных участках каналов хладагент резко повышает свою температуру, а также немалую роль в этом играет затухание закрутки потока.

Экспериментальное исследование теплового состояния охлаждаемой лопатки турбины. При получении экспериментальных данных, необходимых для проектирования охлаждаемой лопатки с ВЭ, использовалась удобообтекаемая модель (рис. 9). В модели имеется два охлаждающих канала: канал по оси модели выполняет функции камеры энергоразделения, а канал во входной

кроме служит для отвода охлажденного потока. Геометрические параметры ВЭ: диаметр камеры энергоразделения $d=16\text{мм}$, относительная площадь сопла $\bar{f}_c = 0,1$, относительный диаметр диафрагмы $\bar{d}_d = 0,5$, относительная длина до закручивающего устройства $\bar{l} = 5$. В закручивающем устройстве применено тангенциальное сопло прямоугольного сечения с отношением сторон 1:2. На «горячем» конце установлен развихритель в виде плоской пластины. Для максимально возможного сохранения закрутки и

полного давления отверстие диафрагмы соединено с охлаждающим каналом входной кромки плавным круглым каналом.

Оптимизация процесса охлаждения определяется правильным выбором режима работы трубы.

Оптимальный по эффективности охлаждения режим работы на воздухе соответствует значению доли охлаждающего потока $\mu=0,6$ [3], для реализации которого на выходе горячего потока устанавливался специальный дроссель.

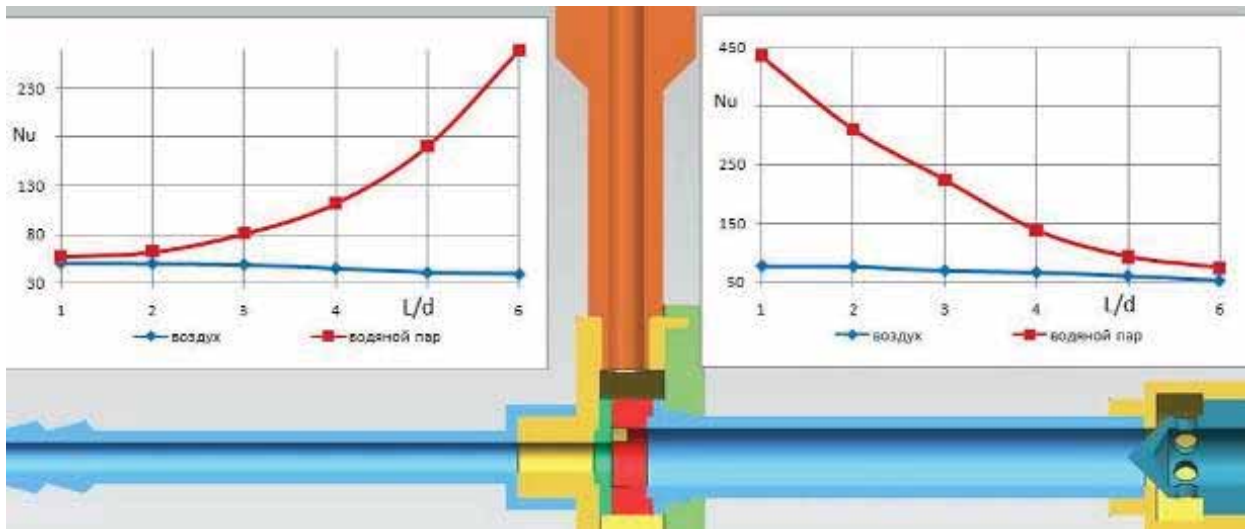


Рис. 9. Распределение критерия Нуссельта по длине камеры энергоразделения и патрубка охлаждённого потока ($\mu=0,6$)

Принцип работы лопатки с ВЭ (рис.10) состоит в следующем. Охладитель поступает из ресивера через сопло закручивающего устройства в центральный канал модели, делится на два потока – периферийный нагретый и центральный охлажденный. Нагретый поток охлаждает центральную часть модели и выбрасывается через отверстие дросселя в газовый тракт. Охлажденный в ВЭ центральный поток через диафрагму и плавный поворотный канал входной кромки охлаждает её и выпускается в газовый поток.

В ходе эксперимента были проведены 2 серии продувок при охлаждении воздухом и перегретым водяным паром. В результате обработки полученных данных получено распределение темпа охлаждения по длине канала (рис. 11). Видно, что значения темпов охлаждения при использовании перегретого водяного пара в качестве хладагента превышают значения при использовании в качестве хладагента воздуха на 200%.

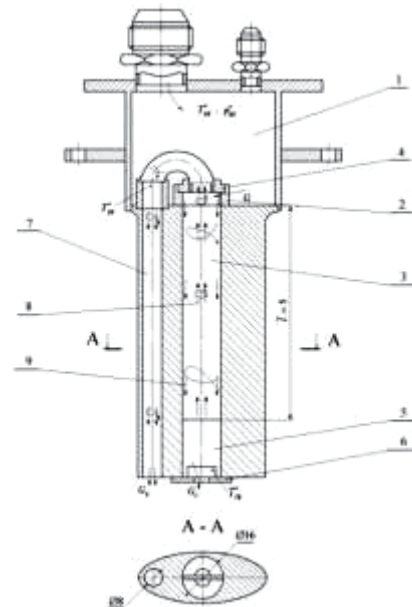


Рис. 10. Схема модели охлаждаемой лопатки с ВЭ: 1 – ресивер, 2 – закручивающее устройство, 3 – камера энергоразделения, 4 – диафрагма, 5 – развихритель, 6 – дроссель, 7 – канал входной кромки, 8 – осевой охлажденный поток, 9 – периферийный нагретый поток

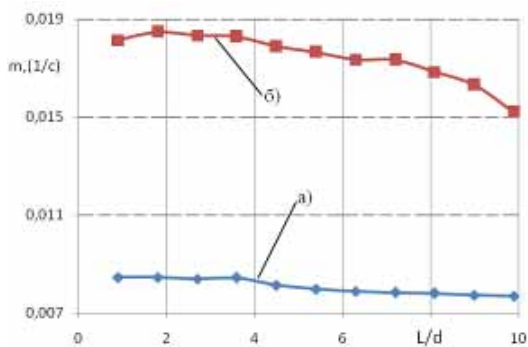


Рис. 11. Распределение темпа охлаждения по длине охлаждающего канала: а – воздух; б – перегретый водяной пар

Численное моделирование теплового состояния охлаждаемой лопатки турбины с вихревым энергоразделителем. По чертежам модели охлаждаемой лопатки турбины создана 3D модель расчётной области. Геометрия расчётной области представлена на рис. 12.

При расчёте задавались давление, расход и температура пара на входе в охлаждающий канал: $p=147,8\text{кПа}$; $G=0,0033\text{кг/с}$; $T=384\text{К}$. В межлопаточном канале задавались условия естественной конвекции. Система уравнений Рейнольдса замыкалась SST – моделью турбулентности. Теплофизические свойства водяного пара определялись по международной формуляции IAPWS IF 97.

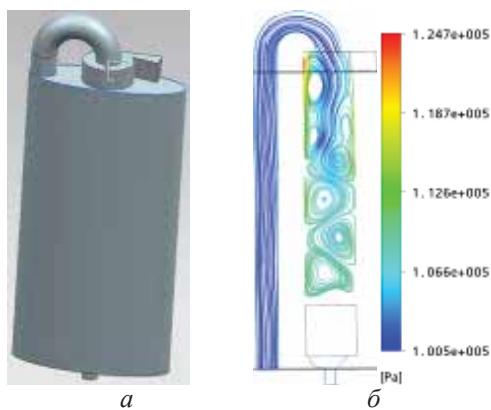


Рис. 12. Геометрия расчётной области (а) и линии тока в осевом сечении (цвет соответствует полному давлению потока) (б)

Центробежные силы, действующие на элементы газа в закрученном потоке, приводят к образованию радиального градиента статического давления, который под воздействием диссипативных моментов уменьшается по мере удаления от соплового ввода к дросселю. В результате в приосевой области

камеры энергоразделения устанавливается осевой градиент давления, направленный от дросселя к диафрагме, формирующий возвратное течение.

Закрутка потока интенсифицирует процесс теплоотдачи от стенок канала. Коэффициент теплоотдачи значительно увеличивается в области тангенциального сопла, достигая значения $\alpha=1300\text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$, и снижается по длине канала на 40% (рис. 13).

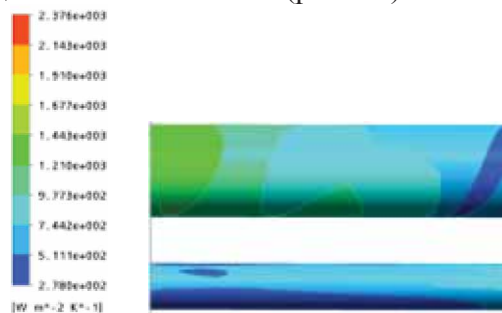


Рис. 13. Распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности канала

Заключение. Выполнен анализ возможности повышения эффективности охлаждения лопаток высокотемпературных турбин ГТД за счет использования в качестве хладагента перегретого водяного пара и закрутки потока. Проведены опытные исследования системы охлаждения для получения необходимых данных по теплообмену в охлаждающих каналах при использовании перегретого водяного пара и эффекта энергоразделения.

Выполнены исследования теплоотдачи в каналах вихревого энергоразделителя с использованием в качестве хладагента воздуха и водяного пара. Получены данные по коэффициентам теплоотдачи на внутренних поверхностях вихревого энергоразделителя. При доле охлажденного потока воздуха $\mu=0,48$ и перепаде давления $\pi=3,3$ коэффициент теплоотдачи на поверхности камеры энергоразделения достигал максимального значения $\alpha=578\text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$. На поверхности патрубка охлажденного потока максимальное значение коэффициента теплоотдачи $\alpha=572\text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$ достигается при $\mu=0,74$ и $\pi=3,3$. Область наиболее эффективных режимов (для воздуха) по эффективности энергоразделения и по коэффициентам теплоотдачи лежит в области $\mu=0,5\div 0,7$ и перепаде давления $\pi=2\div 3,3$. При использовании для охлаждения пара коэффициенты теплоотда-

чи на поверхности каналов увеличиваются и достигают значений $\alpha=1380$ Вт/м²·К.

Также проводились исследования вихревого энергоразделителя, встроенного в лопатку. Эксперимент показал, что темп охлаждения лопатки при использовании перегретого водяного пара более чем в два раза превышает темп охлаждения лопатки при использовании воздуха. По результатам численного расчёта коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности охлаждающего канала лопатки достигает значения $\alpha = 1300$ Вт/м²К, что хорошо согласуется с данными, полученными ранее.

Полученные экспериментальные данные не являются исчерпывающими в вопросе теплообмена от закрученного потока перегретого водяного пара в каналах, поэтому в настоящее время исследования в этой области

продолжаются.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ МК-6371.2010.8.

Библиографический список

1. Пат. Японии №57-45881 МКИ Г 01D5/18. Схема охлаждения лопаток газовых турбин [Текст] / С. Кобаяси.- 1982
2. Пат. РФ №2133850, МПК F02C7/045. Лопатка входного устройства ГТД [Текст] / И.В. Жорник, Ш.А. Пиралишвили. -Приоритет от 27.01.1998.
3. Пиралишвили, Ш. А. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения [Текст] / Ш. А. Пиралишвили, В. М. Поляев, М. Н. Сергеев. -М.: УНПЦ энергомаш, 2000. - 412 с.

VORTEX EFFECT AND INTENSIFICATION OF HEAT AND MASS TRANSFER IN CELL ENERGY TECHNOLOGY

©2011 Sh. A. Piralishvili, S. V. Veretennikov

Rybinsk State Academy of Aviation Technology named after P.A. Solovyev

The results of numerical and experimental study of heat transfer and gas dynamics in the vortex energy separator were presented. Examples of the cooled nozzle blades with built-in vortex tube.

Vortex effect, heat transfer, swirl flow, turbine.

Информация об авторах

Пиралишвили Шота Александрович, доктор технических наук, заведующий кафедрой общей и технической физики Рыбинской государственной авиационной технологической академии. E-mail: piral@list.ru. Область научных интересов: теплообмен, вихревой эффект.

Веретеников Сергей Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры общей и технической физики Рыбинской государственной авиационной технологической академии. E-mail: serveret@yandex.ru. Область научных интересов: теплообмен, газовая динамика.

Piralishvili Shota Alexandrovich, Doctor of Engineering science, professor, the head of the department «General and Technical Physics» of the Rybinsk State Academy of Aviation Technology named P.A. Solovjov. Phone: 8(4855) 21-90-64. E-mail: piral@list.ru. Area of research: heat transfer, vortex tubes, gas dynamics, heat transfer, vortex tubes.

Veretennikov Sergey Vladimirovich, Candidate of Engineering science, docent of the department «General and Technical Physics» of the Rybinsk State Academy of Aviation Technology named P.A. Solovjov. E-mail: serveret@yandex.ru. Area of research: heat transfer, gas dynamics.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ФАКТОРОВ НА РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГТД

© 2011 В. М. Кофман

Уфимский государственный авиационный технический университет

С помощью математических моделей ГТД расчёта неустановившихся режимов работы в квазистационарной постановке и с учётом газодинамических нестационарных факторов выполнено исследование влияния накопления массы и энергии рабочего тела в объёмах проточной части двигателя на изменение его параметров. Установлены критерии подобия и получены обобщенные зависимости изменения расхода, полного давления и температуры торможения от этих критериев.

ГТД, неустановившиеся режимы, накопление массы и энергии.

Повышение уровня параметров термодинамического цикла современных авиационных ГТД и увеличение скоростей их переходных процессов требует дальнейшего усложнения систем регулирования двигателей и совершенствования применяемых при проектировании и доводке ГТД методов расчёта и анализа их характеристик.

Одним из эффективных инструментов проектирования доводки ГТД является реализованная на ЭВМ его математическая модель (ММ) на неустановившихся режимах работы.

В настоящее время известны два методологических подхода, применяемых при расчёте неустановившихся режимов работы ГТД с помощью нелинейных поэлементных математических моделей.

Первый подход базируется на известной гипотезе квазистационарности [1], согласно которой принимаются следующие допущения:

- характеристики узлов ГТД, полученные по результатам их испытаний на специальных стендах или в системе ГТД на установившихся режимах, сохраняются неизменными и на неустановившихся режимах работы двигателя;

- при описании движения газа по проточной части ГТД используются уравнения неразрывности, энергии и количества движения для стационарного течения;

- не учитывается влияние нестационарного теплообмена между деталями проточной части ГТД и рабочим телом на изменение его параметров;

- не учитываются потери энергии в камерах сгорания, обусловленные нестационарным характером процесса горения;

- переходные процессы ГТД рассматриваются как совокупность мгновенных установившихся режимов.

Расчёт ускорения ротора ГТД выполняется по уравнению

$$\frac{dn}{dt} = \frac{N_{\tau} - \frac{N_{\kappa}}{\eta_{\text{м}}} + \Delta N}{4\pi^2 \cdot J_p \cdot n}, \quad (1)$$

полученному из второго закона Ньютона для вращательного движения. Производная частоты вращения ротора рассматривается как некоторая алгебраическая величина. Задача расчёта неустановившихся режимов сводится к решению системы нелинейных алгебраических уравнений методом итераций или Ньютона. Математическая модель ГТД в квазистационарной постановке позволяет производить расчёт параметров в частотном диапазоне, определяемом инерционными свойствами ротора двигателя (0...3 гц) [2].

Второй методологический подход отличается от первого учетом накопления массы рабочего тела в объёмах проточной части ГТД (в объёмах камер сгорания, реактивного сопла, между каскадами компрессоров и турбин). Учёт накопления массы рабочего тела производится в большинстве работ с помощью дифференциального уравнения

$$\frac{dp^*}{dt} = \frac{RT^*}{V} (G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}) + \frac{p^*}{T^*} \frac{dT^*}{dt}, \quad (2)$$

полученного из уравнения состояния идеального газа с приближенной заменой статических давления и температуры на изоэнтропически заторможенные. Введение дифференциальных уравнений вида (2) при расчёте течения воздуха и газа по проточной части ГТД, с одной стороны, позволяет учесть накопление массы рабочего тела в объёмах проточной части ГТД, с другой –

упрощает логическую схему расчёта. Задача расчёта неустановившихся режимов сводится к решению системы обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка методом Эйлера или Рунге-Кутты с заданными начальными условиями (задача Коши). Интегрируемыми параметрами являются полное давление и температура газа. Параметры в правой части дифференциальных уравнений определяются путем последовательного решения нелинейных алгебраических уравнений.

Как при первом, так и втором методологических подходах расчёт производится в одномерной постановке для средних в каждом сечении проточной части ГТД параметров рабочего тела. Независимыми переменными при расчёте являются расход топлива в основную и форсажную камеры, площадь критического сечения реактивного сопла, положение элементов механизации компрессора или вентилятора.

Достоинством первого подхода является его методическое единство с ММ ГТД, предназначенными для расчёта установившихся режимов работы ГТД. Второй подход, по сравнению с первым, является более общим, так как позволяет учитывать нестационарные газодинамические процессы в объёмах проточной части и осуществлять моделирование неустановившихся режимов ГТД в более широком частотном диапазоне изменения параметров (0... 15 Гц) [2].

Одним из методических моментов, непосредственно связанных с применением второго подхода, является вопрос выбора шага интегрирования по времени. Как правило, при втором подходе для решения дифференциальных уравнений используется метод Эйлера, являющийся наиболее простым с точки зрения программной реализации на ЭВМ. При этом шаг интегрирования по времени, в пределах заданных ограничений по точности интегрирования и устойчивости решения, рекомендуется выбирать в 3...5 раз меньше минимальной постоянной времени дифференциальных уравнений математической модели (минимального времени пребывания газа в объёмах проточной части ГТД). Величина времени пребывания газа в объёмах основных и форсажных камер ГТД составляет 0,003...0,09с, что требует проведения расчёта с очень малым шагом по времени и приводит к увеличению затрат машинного времени. Как указывается в [2], для воспроизведения динамических процес-

сов в диапазоне 10...15 Гц необходимо, чтобы шаг интегрирования был не более 0,001с.

С повышением уровня параметров термодинамического цикла ГТД и увеличением скоростей их переходных процессов всё более возрастает проявление различных нестационарных факторов, оказывающих влияние на изменение параметров ГТД в этих процессах. Нестационарные факторы имеют различную физическую природу и их проявление есть следствие сложных нестационарных газодинамических, теплообменных, физико-химических и гидродинамических процессов, происходящих в ГТД. Виды нестационарных факторов, оказывающих влияние на параметры ГТД на неустановившихся режимах, разделены на группы и классифицированы в [3].

Исходя из физической сущности нестационарных факторов, их можно разделить на следующие группы: газодинамические, тепловые, термогазодинамические, термомеханические; термодинамические, химические, гидродинамические.

К группе газодинамических нестационарных факторов относятся:

- аккумуляция массы рабочего тела в объёмах проточной части ГТД (которая обусловлена сжимаемостью рабочего тела и изменением его массового заряда в объёме проточной части ГТД на неустановившихся режимах работы);

- аккумуляция энергии рабочего тела в объёмах проточной части ГТД (при известной аккумуляции массы аккумуляция энергии прямо пропорциональна запаздыванию на неустановившихся режимах изменения температуры газа на выходе из объёма по сравнению с её изменением на входе, происходящему из-за конечной скорости распространения возмущений вдоль потока),

- газодинамическая инерционность потока рабочего тела [4] (изменение температуры торможения и полного давления рабочего тела, обусловленное затратами энергии на преодоление его инерции при ускорении потока и использованием энергии инерционных сил потока при его торможении).

Несмотря на большее распространение второго методологического подхода, не исследовано какой количественный вклад вносит учёт накопления массы рабочего тела в объёмах проточной части современных ГТД на результаты математического моделирования их неустановившихся режимов работы. Проведение такой оценки с помощью мате-

математической модели ГТД, основанной на втором подходе, в явном виде невозможно, так как отбрасывание дифференциальных уравнений, учитывающих накопление массы, нарушает логическую последовательность расчета неустановившихся режимов. Оценка влияния объемов проточной части на результаты моделирования процессов приемистости и сброса газа ГТД может быть произведена путём сравнительного анализа результатов расчёта этих процессов, выполненных с помощью математических моделей ГТД, базирующихся на первом и втором методологических подходах.

С целью выявления количественных закономерностей накопления массы и энергии газа в объёмах проточной части и оценки вклада, который вносит учёт газодинамических нестационарных факторов в повышение точности расчёта неустановившихся режимов работы ГТД, методом математического моделирования проведены соответствующие исследования, основные результаты которых изложены в работах [3,5,6,7,8].

Исследование проводилось с помощью математических моделей однофазного ТРД в квазистационарной постановке и с учётом накопления массы и энергии газа в объёмах основной камеры сгорания и реактивного сопла. Выбор однофазного ТРД в качестве объекта исследования был обусловлен тем, что он является наиболее простым типом воздушно-реактивного двигателя и широко используется в теории ВРД для рассмотрения наиболее общих закономерностей его рабочего процесса. Моделирование проводилось при идентичной форме задания характеристик узлов двигателя, идентичной записи уравнений его рабочего процесса, идентичном учёте изменения свойств рабочего тела в зависимости от температуры и состава газа, при одинаковых внешних и начальных условиях и программе подачи топлива в камеру сгорания.

Учёт накопления массы рабочего тела в объёмах камеры сгорания и реактивного сопла производился с помощью уравнения

$$\frac{dp^*}{dt} = \frac{kRT^*}{V} (G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}) \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{\text{вх}}^2\right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (3)$$

которое получено в [9] путем совместного решения дифференциального уравнения неразрывности для одномерного движения газа, уравнения адиабаты, уравнения состояния идеального газа и использования

соотношений для перехода от статических параметров газа к изоэнтропически заторможенным.

Учет накопления энергии рабочего тела в объёмах камеры сгорания и реактивного сопла производился с помощью уравнения

$$\frac{dT^*}{dt} = \left[\frac{kRT^*}{pV} (G_{\text{вх}} T_{\text{вх}}^* - G_{\text{вых}} T_{\text{вых}}^*) - \frac{T^{*2} R}{p^* V} (G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}) \right] \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{\text{вх}}^2\right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (4)$$

полученного путём совместного решения дифференциального уравнения энергии для одномерного движения газа при отсутствии подвода тепла на заданном участке, дифференциального уравнения неразрывности, уравнения состояния идеального газа и использования соотношений для перехода от статических параметров газа к изоэнтропически заторможенным.

Исследование влияния накопления массы рабочего тела в объёмах камеры сгорания и реактивного сопла ТРД на изменение его параметров на неустановившихся режимах осуществлялось путём сравнительного анализа результатов расчётов переходных процессов двигателя, выполненных при одних и тех же исходных данных с помощью двух математических моделей ТРД: в квазистационарной постановке и с учётом накопления массы.

Исследование влияния накопления энергии в объёмах камеры и сопла ТРД на изменение его параметров на неустановившихся режимах осуществлялось с помощью математической модели, учитывающей накопление массы и энергии в этих объёмах путём сравнительного анализа результатов расчётов переходных процессов, выполненных как с учётом, так и без учёта накопления энергии в объёмах, соответственно, путём включения и исключения из алгоритма расчёта дифференциального уравнения (4) с помощью признака в исходных данных.

При расчёте переходных процессов ТРД с учётом накопления массы в объёмах камеры и сопла было исследовано влияние изменения величин этих объёмов на изменение параметров двигателя. При заданном шаге интегрирования по времени была рассчитана одна и та же приёмистость ТРД, с программой подачи топлива в камеру сгорания $G_{\text{топ}} = f(t) = idem$, сначала с заданными величинами объёмов камеры и сопла (исход-

ный вариант), а затем с поочерёдным изменением этих объёмов в одинаковое число раз.

Расчёты показали, что увеличение объёма камеры сгорания приводит в процессе приемистости ТРД в рассматриваемый момент времени к уменьшению полного давления газа перед турбиной, уменьшению расхода газа через критическое сечение соплового аппарата турбины и, соответственно, к уменьшению мощности турбины. Из-за этого рост частоты вращения ротора по времени в процессе приемистости, по сравнению с исходным вариантом, происходит с некоторым запаздыванием. Увеличение объёма сопла приводит к уменьшению в процессе приемистости ТРД полного давления газа за турбиной и расхода газа через критическое сечение сопла, к увеличению степени понижения давления газа в турбине и, следовательно, к увеличению её мощности. Рост частоты вращения ротора по времени, по сравнению с исходным вариантом, происходит с некоторым опережением. Таким образом, увеличение объёмов камеры сгорания и сопла при расчёте приемистости одновального ТРД приводит к противоположному влиянию на величину избыточной мощности турбины.

Анализ также показал, что при заданной скорости переходного процесса степень влияния изменения величины объёма на изменение расчётных параметров двигателя зависит от времени пребывания газа в объёме τ :

$$\tau = \frac{p^* V}{GRT^*} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{\text{вх}}^2\right)^{\frac{1}{k-1}}} \quad (5)$$

Чем меньше время пребывания газа в объёме, тем меньше накопление массы рабочего тела в объёме. Зависимость накопления секундной массы рабочего тела в объёмах камеры сгорания и реактивного сопла $\delta G = ((G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}) / G_{\text{вх}}) \cdot 100\%$ от времени пребывания газа в них приведена на рис. 1.

На рис. 2 показано относительное изменение расхода рабочего тела по длине проточной части ТРД при заданной скорости переходного процесса и при изменении времени пребывания газа в объёмах камеры сгорания и реактивного сопла, характеризующее нарушение баланса расхода рабочего тела, обусловленное накоплением массы рабочего тела в этих объёмах.

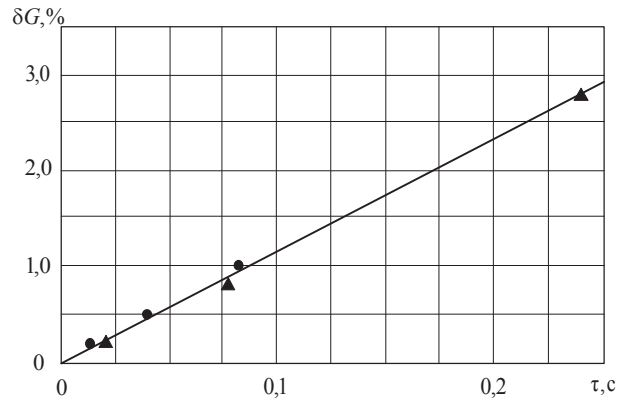


Рис. 1. Зависимость накопления секундной массы рабочего тела в объёмах камеры сгорания и реактивного сопла от времени пребывания газа в них,

$$d\bar{G}_T/dt = 0,45 \text{ 1/c};$$

● – сопло; ▲ – камера сгорания

С увеличением скорости приемистости, характеризуемой темпом подачи топлива в камеру сгорания, накопление массы рабочего тела в объёмах проточной части двигателя возрастает (рис. 3).

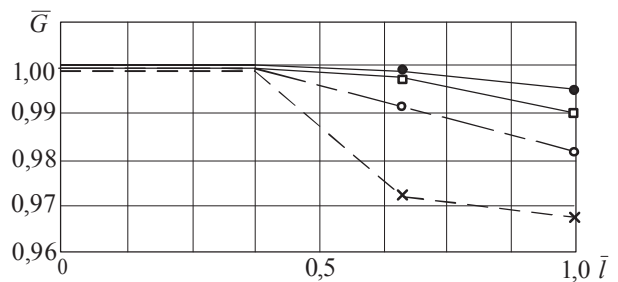
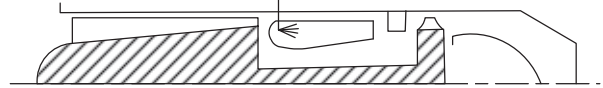


Рис. 2. Изменение относительного секундного расхода рабочего тела по длине ТРД:

$$d\bar{G}_T/dt = 0,45 \text{ 1/c}, \bullet - \tau_{\text{к.с}} = \tau_{\text{с}} = 0,02 \text{ с};$$

○ – $\tau_{\text{к.с}} = \tau_{\text{с}} = 0,077 \text{ с}$; × – $\tau_{\text{к.с}} = 0,237 \text{ с}$, $\tau_{\text{с}} = 0,04 \text{ с}$,

□ – $\tau_{\text{к.с}} = 0,022 \text{ с}$, $\tau_{\text{с}} = 0,077 \text{ с}$

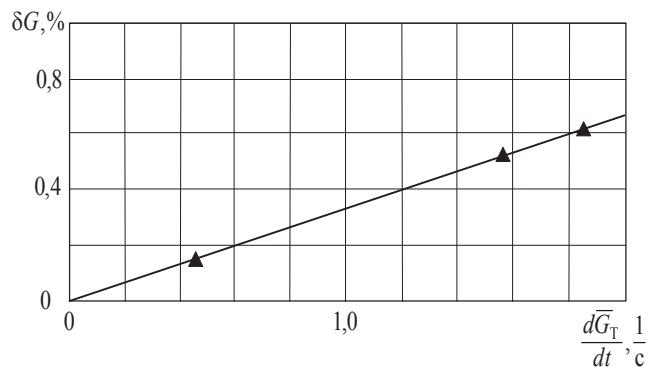


Рис. 3. Зависимость относительного секундного накопления массы газа в объёме камеры сгорания от относительного темпа подачи топлива в камеру

($\tau_{\text{к.с}} = 0,02 \text{ с}$)

Результаты расчёта приёмности ТРД, выполненного с помощью ММ в квазистационарной постановке и с помощью ММ учитывающей накопления массы в объёмах, показали, что при умеренной скорости переходного процесса и при времени пребывания газа в камере и сопле $\tau=0,02$ с изменение параметров двигателя в процессе приёмности идентично (рис. 4).

При расчетах приёмности ТРД с учётом накопления энергии в объёмах выявлен следующий механизм влияния этого фактора на изменение параметров ТРД в этом процессе.

Учёт накопления энергии в объёме камеры сгорания приводит к понижению расчётного значения температуры газа перед турбиной и уменьшению её работы. Так как скорость изменения давления в объёме прямо пропорциональна величине температуры газа, то накопление энергии в камере сгорания сопровождается некоторым снижением полного давления на её выходе. Величина физического расхода газа через критическое сечение соплового аппарата турбины (при условии постоянства приведенного расхода) остаётся неизменной, так как увеличение плотности газа из-за понижения температуры компенсируется уменьшением плотности из-за снижения давления.

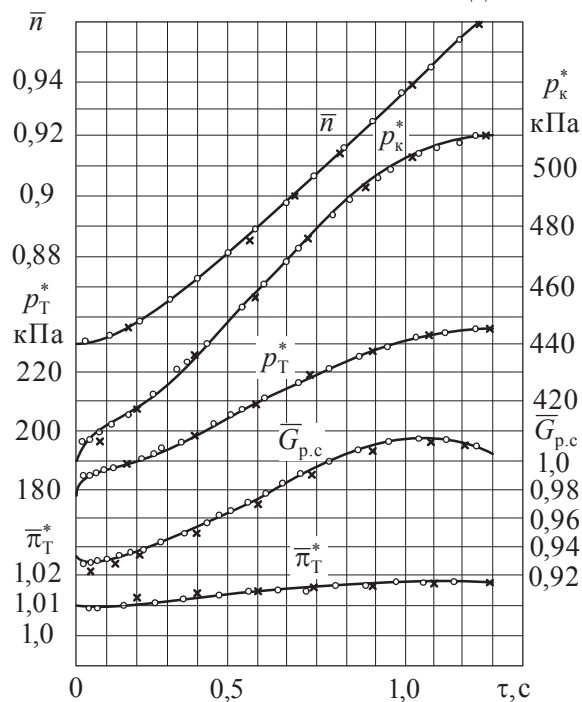


Рис. 4. Результаты расчёта параметров ТРД в процессе приёмности ($d\bar{G}_T/dt=0,45$ 1/с, $\tau_{к.с} = \tau_c = 0,02$ с): \circ – расчёт в квазистационарной постановке, \times – расчёт с учетом накопления массы в объёмах камеры и сопла

Учёт накопления энергии в объёме сопла также приводит к понижению расчётных значений температуры торможения газа на выходе из объёма и полного давления в нём. При этом к эффекту накопления энергии в объёме сопла (понижение температуры и давления) суммируется эффект накопления энергии в камере. В результате уменьшается степень понижения давления газа в сопле и соответственно тяга двигателя. Уменьшение давления в объёме сопла, обусловленное накоплением энергии в нём, приводит к увеличению степени понижения давления газа в турбине и её работы. Таким образом, накопление энергии в объёме основной камеры сгорания ТРД (уменьшение температуры) приводит к уменьшению работы турбины, накопление энергии в объёме сопла (уменьшение давления) – к её увеличению.

Численные расчёты показали, что при заданной скорости переходного процесса запаздывание изменения температуры газа на выходе из объёмов увеличивается с ростом времени пребывания газа в них (рис. 5).

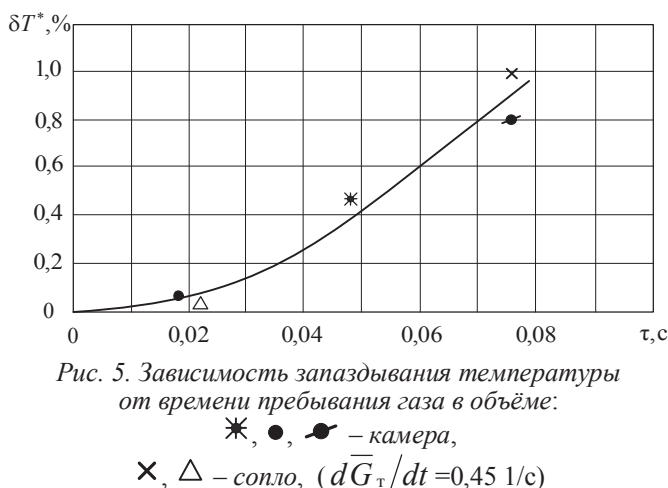


Рис. 5. Зависимость запаздывания температуры от времени пребывания газа в объёме:
 \ast, \bullet, \bullet – камера,
 \times, Δ – сопло, ($d\bar{G}_T/dt=0,45$ 1/с)

Увеличение скорости переходного процесса характеризуется величиной относительного темпа подачи топлива в камеру сгорания, а также усиливает эффект накопления энергии в объёмах (рис. 6).

Следует заметить, что учёт накопления энергии в объёмах камеры и сопла при расчёте приёмности ТРД приводит, по сравнению с расчётом без этого учёта, к снижению $\pi_{к}^*$, росту $\pi_{Т}^*$ и, как следствие, при $G_T = f(t) = idem$ – к смещению рабочих точек в поле универсальной характеристики компрессора вправо от границы неустойчивой работы.

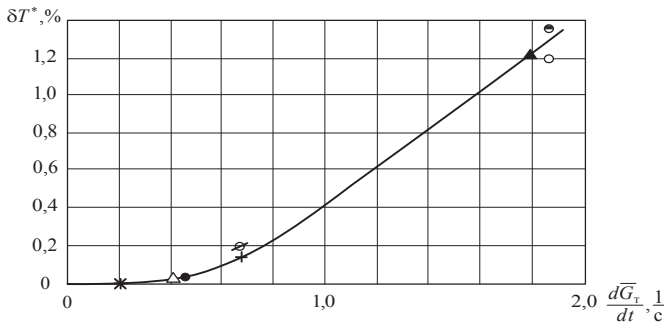


Рис. 6. Зависимость запаздывания температуры от относительного темпа подачи топлива в камеру сгорания ($\tau_{к.с} = \tau_c = 0,02$ с):
 ○, ●, ●, ⊗ – камера; +, ▲, ✱, △, – сопло

На основе анализа дифференциальных уравнений (3) и (4), описывающих процессы накопления массы и энергии рабочего тела в объёмах проточной части двигателя в [7], выведены критерии подобия

$$K_M = \frac{\tau \frac{dp^*}{dt}}{kp^*}, \quad K_E = \frac{\tau \frac{dT^*}{dt}}{kT^*},$$

от величин которых зависит относительное изменение параметров, обусловленное накоплением массы и энергии рабочего тела в объёмах ГТД на неустановившихся режимах.

По результатам математического моделирования переходных процессов ГТД с учётом и без учёта накопления массы и энергии получены обобщённые зависимости относительного изменения расхода газа, полного давления и температуры торможения от критериев подобия K_M и K_E [7], которые приведены на рис. 7, 8 и 9.

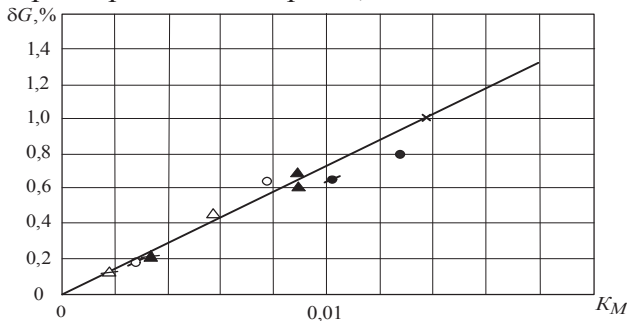


Рис. 7. Зависимость относительного накопления массы газа в объёмах камеры сгорания и реактивного сопла ТРД в процессе его приёмности от критерия K_M :
 △, ▲, ▲, ○, ⊗ – $\tau = 0,02$ с;
 △ – $\tau = 0,032$ с; ● – $\tau = 0,06$ с;
 ×, ● – $\tau = 0,08$ с; ×, ▲, △, ▲, △ – сопло, ●, ●, ○, ⊗ – камера;
 ▲, ○, – $d\bar{G}_T/dt = 1,85$ 1/с;
 ×, △, ▲, △, ●, ●, ⊗, ⊗ – $d\bar{G}_T/dt = 0,45$ 1/с

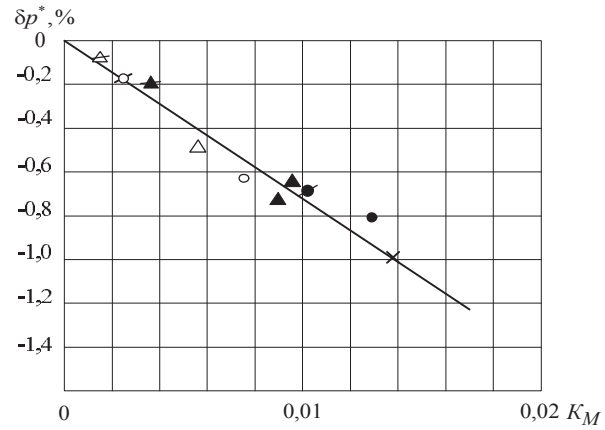


Рис. 8. Зависимость относительного изменения полного давления накопления массы газа в объёмах камеры сгорания и реактивного сопла ТРД в процессе его приёмности от критерия K_M (обозначения см. рис 7)

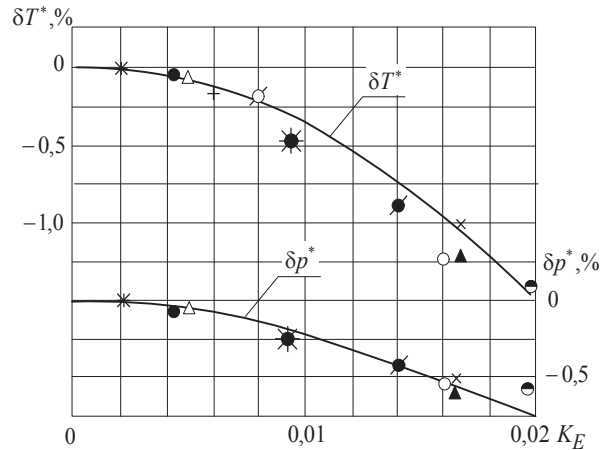


Рис. 9. Зависимость относительного изменения параметров газа, обусловленного накоплением энергии в объёмах ТРД в процессе приёмности от критерия K_E :
 ▲, +, ✱, △, × – сопло;
 ✱, ⊗, ●, ⊗, ●, ○ – камера;
 ×, ● – $\tau = 0,08$ с; ✱ – $\tau = 0,04$ с;
 ●, ✱, ⊗, +, ▲, △, ●, ○ – $\tau = 0,02$ с;
 ✱ – $d\bar{G}_T/dt = 0,2$ 1/с;
 ✱, ×, ⊗, ●, △ – $d\bar{G}_T/dt = 0,45$ 1/с;
 ⊗, + – $d\bar{G}_T/dt = 0,65$ 1/с;
 ●, ▲, ○, – $d\bar{G}_T/dt = 1,85$ 1/с

Влияние учёта накопления массы на положение рабочих точек в поле универсальной характеристики компрессора одно-вального ТРД при расчёте процесса его приёмности показано на рис. 10. Как следует из рис.10, эффект накопления массы газа в объёмах камеры сгорания и реактивного сопла ТРД в процессе его приёмности приводит к увеличению располагаемого запаса газодинамической устойчивости компрессора.

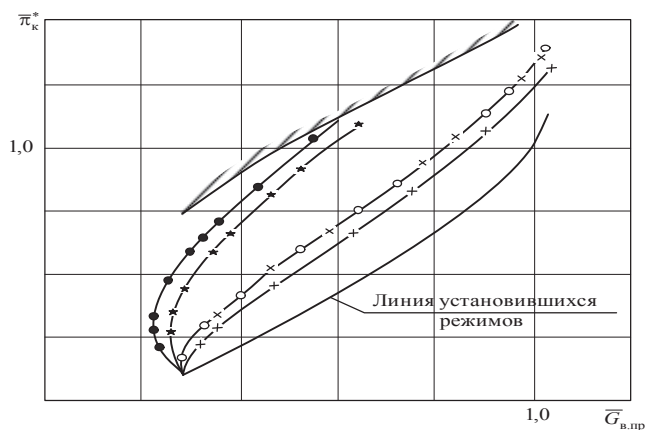


Рис.10. Изменение положения рабочих точек в поле универсальной характеристики компрессора ТРД при расчёте его приёмистости в квазистационарной постановке и расчёте с учётом накопления массы рабочего тела в объёмах проточной части:

- , ○ – расчёт в квазистационарной постановке;
- , ★ – $d\bar{G}_T/dt = 1,85 \text{ 1/с}$;
- ×, ★, + – расчёт с учётом накоплением массы,
- , ×, + – $d\bar{G}_T/dt = 0,45 \text{ 1/с}$;
- × – $K_{M.кк.} = K_{M.с} = 0,003$;
- + – $K_{M.кк.} = K_{M.с} = 0,013$;
- ★ – $K_{M.кк.} = K_{M.с} = 0,007$

По результатам математического моделирования установлены условные пороговые значения критериев подобия $K_M=0,001$ и $K_A=0,002$, при превышении которых учёт накопления массы и энергии оказывает влияние на результаты математического моделирования.

С целью определения значений критериев K_M и K_E в объёмах камер сгорания в высокоскоростных переходных процессах был проведён анализ параметров восьми отечественных и зарубежных двигателей (ТРД, ТРДФ, ТРДДФ), имеющих существенно различные геометрические характеристики. Диапазон изменения объёмов и параметров газа в основных и форсажных камерах этих двигателей на максимальном стендовом режиме приведён в табл. 1. Там же приведены принятые при анализе на основе имеющихся экспериментальных данных и результатов расчётов величины скоростей нарастания давлений и температур газа в объёмах в процессах приёмистости.

Таблица 1. Диапазоны изменения объёмов и параметров газа в основных и форсажных камерах ГТД

	V	p^*	T_r^*	G_r	τ	dp_r^*/dt	dT_r^*/dt
	м ³	кПа·10 ⁻²	К	кг/с	с	$\frac{\text{кПа} \cdot 10^{-2}}{\text{с}}$	$\frac{\text{К}}{\text{с}}$
Основные камеры	0,057... 0,437	4,7... 15	1100... 1470	15... 150	0,003...0, 005	1,0...1,6	200... 300
Форсажные камеры	1,8...9,0	2,5... 4,0	900... 1100	60... 120	0,025... 0,09	0,5... 0,7	50... 150

Анализ параметров двигателей показал, что в основных камерах сгорания величины критериев K_M и K_E находятся в диапазоне $K_M=0,0003...0,0013$, $K_E=0,0005...0,001$, то есть ниже условных пороговых значений. В объёмах форсажных камер величины критериев K_M и K_E изменяются в процессе приёмистости двигателя в диапазоне $K_M=0,002...0,012$, $K_E=0,001...0,009$, то есть могут выходить за пределы условных пороговых значений. Наибольшее значение критериев K_M и K_E имеет место в форсажной камере ТРДДФ F101-X ($K_M=0,012$, $K_E=0,009$), объём которой составляет 9м³. Пренебрежение накоплением массы и энергии газа в ней при расчёте процесса приёмистости приводит к завышению величины давления в форсажной камере и занижению

степени понижения давления газа в турбине низкого давления примерно на 1%.

На основе обобщенных зависимостей, приведенных на рис.7,8 и 9 и метода малых отклонений была проведена оценка изменения работы турбины низкого давления ТРДФ и ТРДДФ, обусловленного накоплением массы и энергии газа в объёмах форсажных камер при приёмистости двигателей. Результаты оценки приведены на рис. 11 и 12.

Из рис. 11 и 12 следует, что изменение работы турбины в процессе приёмистости двигателя, обусловленное накоплением массы и энергии газа в объёме форсажной камеры при $K_M = idem$ и $K_E = idem$, возрастает при уменьшении степени пониже-

ния давления газа в турбине и может достигать 1%.

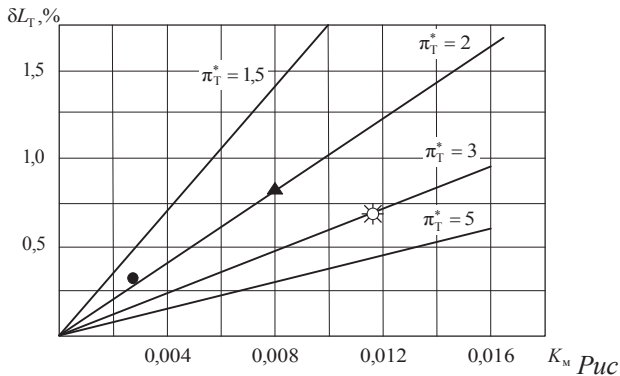


рис. 11. Изменение работы турбины низкого давления, обусловленное накоплением массы газа в объёме форсажной камеры в процессе приёмистости ТРДФ и ТРДДФ: ▲ – F404-GE-400, $V_{ф.к} = 3,9 \text{ м}^3$; ● – P25-300, $V_{ф.к} = 1,8 \text{ м}^3$; ☼ – F101-X, $V_{ф.к} = 9 \text{ м}^3$

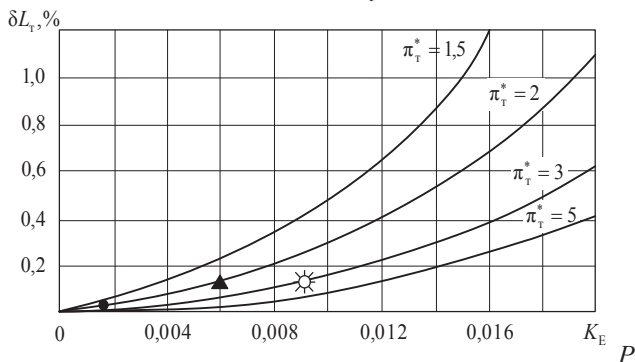


рис. 12. Изменение работы турбины низкого давления, обусловленное накоплением энергии в объёме форсажной камеры в процессе приёмистости ТРДФ и ТРДД (обозначение см. рис. 11)

Учет накопления массы и энергии газа в объёмах форсажных камер ТРДДФ при расчёте их приёмистости позволяет повысить точность оценки располагаемого запаса газодинамической устойчивости вентилятора как за счёт более точного определения соотношения частот вращения роторов из-за уточнения величины работы турбины низкого давления, так и за счет учёта изменения давления в форсажной камере, влияющего на величину степени повышения давления вентилятора.

Таким образом, проведенный анализ показал, что эффект накопления массы и энергии рабочего тела в высокоскоростных переходных процессах приёмистости ГТД имеет место в объёмах форсажных камер. При этом изменение параметров двигателя, обусловленное учётом накопления массы и энергии, не превышает 1%.

Библиографический список

1. Акимов, В.М. Теория воздушно-реактивных двигателей [Текст] / [В.М. Акимов и др.], под ред. С.М. Шляхтенко. - М.: Машиностроение, 1975. - 508 с.
2. Добрянский, Г.В. Динамика авиационных ГТД [Текст] / Г.В. Добрянский, Т.С. Мартынова - М.: Машиностроение, 1989. - 240 с.
3. Аксельрод, С.Е. Классификация нестационарных факторов, влияющих на динамические характеристики ГТД Вопросы теории и расчёта рабочих процессов тепловых двигателей. [Текст] / С.Е. Аксельрод, В.М. Кофман // межвуз.науч.сб.- Уфа: УАИ, 1988. №12. - С.14–17.
4. Сосунов, В.А. Неустановившиеся режимы работы авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / В.А. Сосунов, Ю.А. Литвинов. - М.: Машиностроение, 1975. - 216с.
5. Аксельрод, С.Е. Об учёте сжимаемости рабочего тела при расчёте неустановившихся режимов газотурбинного двигателя [Текст] / С.Е. Аксельрод, В.М. Кофман // Изв. высш. учеб. заведений. Авиационная техника, 1980. - №1. - С.81–83.
6. Кофман, В.М. Об учёте накопления массы рабочего тела в газодинамических объёмах ГТД при расчёте его неустановившихся режимов [Текст] / В.М. Кофман // Автоматическое регулирование двигателей летательных аппаратов. сб.статей. Вып.22. Труды ЦИАМ, 1983. №1056. - С. 381–391.
7. Аксельрод, С.Е. Критериальный подход к оценке накопления массы и энергии рабочего тела в объёмах газовоздушного тракта ГТД при расчёте его неустановившихся режимов [Текст] / С.Е. Аксельрод, В.М. Кофман // Изв. высш. учеб. заведений. Авиационная техника, 1983. №1. - С.7–11.
8. Кофман, В.М. К вопросу учёта газодинамических нестационарностей в объёмах тракта ГТД при математическом моделировании его неустановившихся режимов работы [Текст] / В.М. Кофман // Вопросы теории и расчёта рабочих процессов тепловых двигателей: межвуз. науч. сб. - Уфа: УГАТУ, 2002. -№19. - С.13–22.
9. Kalberg, S.J., Sheppard D.E., King E.O., Baker J.R. AIAA 5th Propulsion Joint Specialist Conference[Text]/ S.J. Kalberg, D.E. Sheppard, E.O. King[etal] AIAA Paper. 1969. № 64-486. - P. 9–13.

**STUDYING THE INFLUENCE OF THE GAS-DYNAMIC NON-STATIONARY FACTORS
ON THE MATHEMATICAL MODELLING OF THE GAS TURBINE ENGINES NON-
SETUP WORK MODES**

© 2011 V. M. Kofman

Ufa State Aviation Technical University

With the help of the GTE (Gas turbine engine) calculation mathematical models of the non-setup work modes in the quasistationary setting and considering the gas dynamic non-stationary factors there has been carried out the research of the influence of working body mass and energy accumulation in the volumes of the gas turbine engine on its parameters change. There have been found out the general dependencies of the consumption change, total pressure and the stagnation temperature on these criteria.

Gas turbine engine, non-steady regimes, accumulation mass and energy.

Информация об авторах

Кофман Вячеслав Моисеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры авиационных двигателей Уфимского государственного авиационного технического университета. Тел.: (347) 273- 08-44, (347) 284-68-42. E-mail: stan@ufanet.ru. Область научных интересов: Исследования в области идентификации и математического моделирования ГТД.

Kofman Vyacheslav Moiseevich, Candidate of Technical Sciences, Associate professor at the department of aircraft engines of Ufa State Aviation Technical University. Phone: (347) 273-08-44, (347) 284-68-42. E-mail: stan@ufanet.ru. Area of research: Studies on identification and mathematical modeling of gas turbine engines.

МЕТОДИКА И ОПЫТ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ КОМПРЕССОРОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ГТД

© 2011 В. М. Кофман

Уфимский государственный авиационный технический университет

На основе метода малых отклонений и формы представления характеристик компрессора в виде полиномов разработана и апробирована методика идентификации математических моделей компрессора и вентилятора по результатам стендовых испытаний ГТД.

Компрессор, вентилятор, методика идентификации.

Постановка задачи

Доводка компрессоров и вентиляторов ГТД является сложным процессом, требующим значительных затрат времени и средств [1]. После выполнения проектировочных газодинамических расчётов компрессоров (вентиляторов), выпуска конструкторской документации и изготовления первого экземпляра компрессора (вентилятора) проводятся их автономные испытания на компрессорных стендах ЦАГИ или специальные испытания в системе ГТД на заводском стенде.

По результатам испытаний компрессоров (вентиляторов) получают математическую модель (ММ) компрессора 1 приближения I уровня сложности [2], которая представляет собой функциональные зависимости параметров компрессора от нескольких переменных:

$$\pi_k^* = f_1(G_{в.пр.}, n_{пр}, Re_k, \alpha_{на}), \quad (1)$$

$$\eta_k^* = f_2(\pi_k^*, n_{пр}, Re_k, \alpha_{на}). \quad (2)$$

Как правило, по результатам первых испытаний компрессора выявляется необходимость изменения геометрических параметров его лопаточных венцов и программы регулирования направляющих аппаратов с целью достижения более высоких значений КПД и запасов газодинамической устойчивости.

Введение изменений в конструкцию и программу регулирования компрессора требует экспериментальной проверки эффективности мероприятий и проведения повторных дорогостоящих автономных испытаний компрессора на стенде ЦАГИ или проведения специальных испытаний компрессора в системе ГТД на заводском стенде, по резуль-

татам которых уточняются функциональные зависимости вида (1) и (2).

Следует отметить, что автономные испытания и специальные испытания компрессора в системе ГТД позволяют получить функциональные зависимости вида (1) и (2) при изменении в достаточно широком диапазоне изменения сопротивления сети на выходе из компрессора. Однако при проведении этих испытаний из-за ограниченных возможностей стендов по созданию на входе в компрессор условий, при которых компрессор работает в эксплуатации (высоких температур торможения или пониженного полного давления воздуха на входе), как правило, не удается исследовать влияние на характеристики компрессора эксплуатационных факторов [3,4] (числа Рейнольдса, упругой раскрутки рабочих лопаток компрессора).

Неотъемлемой частью процесса газодинамической доводки компрессора является параметрическая идентификация его ММ по результатам испытаний в системе ГТД. По результатам идентификации уточняются функциональные зависимости вида (1) и (2) и оценивается влияние введённых конструктивных мероприятий на КПД и другие параметры компрессора. От эффективности используемой методики идентификации ММ компрессора зависит длительность его доводки и ГТД в целом.

Учитывая влияние на характеристики компрессора различного рода факторов, идентификацию ММ компрессора целесообразно выполнять по всей совокупности экспериментальных точек, полученных при различных видах стендовых испытаний двигателей последней модификации на заво-

дском стенде и при испытаниях двигателя на высотном стенде. При анализе этой информации имеется возможность выявить влияние на характеристики компрессора различных эксплуатационных факторов.

Задачи параметрической идентификации ММ компрессоров рассматривались в [1,5,6] применительно к моделям III и IV уровня сложности [2], связывающих геометрические параметры лопаточных венцов с их газодинамическими параметрами на среднем радиусе [1,5] (III уровень) или на нескольких радиусах [6] (IV уровень) с суммарными газодинамическими параметрами компрессора.

Задача идентификации ММ компрессора I уровня сложности по результатам стендовых испытаний ГТД рассматривалась в [7]. В этой работе предлагается уточнять некоторые из коэффициентов полиномов ММ компрессора с помощью метода наименьших квадратов [5]. В [7] принимается допущение, что ММ компрессора инвариантна к изменению эксплуатационных условий и методике проведения эксперимента. Задача идентификации ММ компрессора в [7] сведена к задаче улучшения аппроксимации экспериментальных данных без анализа методических и каких-либо других ошибок.

В настоящей статье, являющейся развитием работы [8], описана методика идентификации ММ компрессора (вентилятора) I уровня сложности [2]. Предлагаемая методика предусматривает проведение идентификации ММ компрессора (вентилятора) по всей совокупности экспериментальных точек, полученных при различных видах стендовых испытаниях ГТД.

Особенности экспериментальной информации получаемой при испытаниях компрессоров (вентиляторов) в системе ГТД

Исходной информацией для идентификации ММ компрессора (вентилятора) I уровня сложности являются измеренные в процессе стендовых испытаний ГТД величины таких параметров, как частота вращения ротора n , расход воздуха через компрессор (вентилятор) G_b , величины полных давлений ($p_{вх}^*$, p_k^*) и температур торможения воздуха ($T_{вх}^*$, T_k^*) в сечениях на их входе и вы-

ходе, угол поворота входного направляющего аппарата $\alpha_{на}$.

Исходными данными также являются величины приведенных параметров или критериев подобия, определяющих режим работы компрессора $G_{в.пр}$, $n_{пр}$ (или λ_a , λ_u), число Рейнольдса (Re_k) на входе в рабочее колесо первой ступени компрессора.

К исходной информации для алгоритма идентификации ММ компрессора по результатам стендовых испытаний ГТД необходимо также отнести и форму ММ компрессора (форму задания функциональных зависимостей (1) и (2)), так как алгоритм идентификации ММ компрессора разрабатывается, как правило, с учётом этой формы.

Алгоритм идентификации ММ компрессора в предлагаемой методике предполагает наличие в качестве исходных данных его ММ 1 приближения, которая может быть получена либо путём расчёта с помощью ММ компрессора III или IV уровня сложности, либо по результатам автономного испытания одного из первых экземпляров компрессора.

При проведении идентификации ММ компрессора необходимо учитывать, что исходная экспериментальная информация, получаемая по результатам стендовых испытаний ГТД, имеет следующие особенности:

1. Величины измеренных параметров, используемых для идентификации ММ компрессора, содержат отклонения, обусловленные наличием систематических и случайных ошибок измерений.

2. Величины измеренных параметров также могут содержать отклонения, обусловленные наличием грубых ошибок измерений, которые согласно [9] являются «частным видом случайной ошибки, когда эта ошибка намного превосходит заданные (паспортные) характеристики прибора».

3. Величины измеренных параметров содержат отклонения, обусловленные отклонениями размеров деталей компрессора в пределах технологических допусков на их изготовление [10]. При рассмотрении совокупности результатов испытаний ГТД с конструктивно единой модификацией компрессоров указанные отклонения можно отнести к разряду случайных ошибок.

4. В каждой из совокупности экспериментальных точек величины критериев подобия $n_{пр}$ (или λ_u), Re_k , определяющих режим работы компрессора, отличаются из-за различия видов, программ и условий испытаний ГТД и, соответственно, из-за различия режимов работы компрессора в системе ГТД. Это затрудняет сравнение получаемой при стендовых испытаниях ГТД информации о ММ компрессора, имеющего конструктивные изменения, с информацией об исходной ММ компрессора 1 приближения, полученной при его автономных испытаниях.

5. Идентичные значения критерия подобия $n_{пр}$, определяющего режим работы компрессора, могут быть получены в процессе испытаний ГТД с помощью различных методик проведения эксперимента. (Например, либо путем изменения физической частоты вращения ротора, при $T_{вх}^* = idem$, либо путём изменения температуры воздуха на входе в двигатель, при $n=100\% = idem$.) В результате могут возникать отклонения параметров компрессора, обусловленные упругой раскруткой рабочих лопаток компрессора в периферийном сечении. Таким образом, в исходных данных может содержаться методическая ошибка эксперимента, которую необходимо отнести к разряду систематических.

6. Принятая форма ММ компрессора I уровня сложности может не учитывать влияния некоторых эксплуатационных факторов, например изменения температуры воздуха на входе, и соответственно удельной теплоёмкости воздуха, на параметры, входящие в ММ компрессора (то есть форма ММ компрессора может содержать так называемую «ошибку модели» [9], которую необходимо отнести к разряду систематических).

Алгоритм идентификации ММ компрессора по результатам стендовых испытаний ГТД должен обеспечивать систематизацию полученной экспериментальной информации с выявлением и оценкой указанных выше ошибок и отклонений (ошибок измерений, технологических отклонений, отклонений величин критериев подобия $n_{пр}$ и Re_k , методических ошибок, ошибок модели).

Методика параметрической идентификации математических моделей компрессора и вентилятора I уровня сложности

Информация о характеристике индивидуального компрессора, полученная при его работе в системе ГТД, представляет собой пространственное множество точек, каждая из которых отягчена случайными (в том числе грубыми) и систематическими ошибками измерений, методическими ошибками и ошибками модели, а величины критерия подобия $n_{пр}$, определяющего режим работы компрессора в каждой из точек, отличаются.

Выявление в полученной при стендовых испытаниях ГТД совокупности экспериментальных точек грубых ошибок измерений производится с помощью максимального относительного отклонения τ и его распределения [11].

К оставшейся после отбраковки грубых ошибок измерений совокупности экспериментальных точек при их дальнейшей обработке можно применить следующее, часто принимаемое допущение. При переходе от испытания одного компрессора в системе ГТД на одном стенде к совокупности испытаний конструктивно единых компрессоров в системе ГТД на различных стендах (соответственно, с различными экземплярами датчиков, преобразователей и регистрирующих приборов) систематические ошибки измерений параметров можно рандомизировать. Тогда средние результаты совокупности экспериментов, несмотря на колебания параметров компрессоров, обусловленные их индивидуальными особенностями, случайными и систематическими погрешностями измерений, должны обнаруживать статистическую устойчивость. При этом рассеивание параметров конструктивно одинаковых компрессоров относительно математических ожиданий характеристик при существующей точности измерений [12], как правило, находится в пределах малых отклонений.

Ошибки, обусловленные влиянием эксплуатационных факторов (упругой раскруткой рабочих лопаток и влиянием числа Рейнольдса), к малым отклонениям отнести нельзя, так как их величины практически всегда превышают величину доверительных интервалов, ограничивающих случайный разброс параметров. Поэтому выборки экс-

периментальных точек, полученные при различных методиках проведения эксперимента или при существенно отличающихся областях работы по числу Рейнольдса в потоке воздуха на входе в компрессор, следует рассматривать отдельно, выявляя методом сравнительного анализа величины соответствующих ошибок. Аналогичный подход необходимо применять и к ошибкам модели, которые возникают при расчёте параметров, входящих в функциональные зависимости (1) и (2) из-за влияния температуры воздуха на входе на его удельную теплоёмкость.

Пусть имеется множество экспериментальных точек, полученных при испытаниях единичного компрессора (или нескольких экземпляров конструктивно единых компрессоров) в системе газогенератора или ГТД. В процессе испытаний были измерены параметры, характеризующие работу компрессора ($n, T_{вх}^*, T_k^*, p_{вх}^*, p_k^*, p_k, G_v$), на основе которых определены приведенные и безразмерные параметры ($n_{пр}, G_{в.пр}, \pi_k^*, \eta_k^*$). Полученные при испытаниях результаты, нанесённые в координатах $\pi_k^* = f(G_{в.пр}, n_{пр})$, $\eta_k^* = f(\pi_k^*, n_{пр})$, представляют собой несистематизированное пространственное множество точек, неудобное для анализа, хранения, сопоставления с данными других испытаний, использования при расчете характеристик ГТД (рис.1).

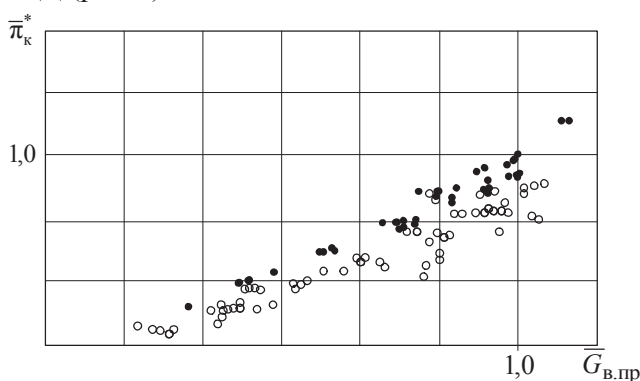


Рис. 1. Пример несистематизированного множества экспериментальных точек, полученных при его испытаниях компрессора «А» в системе ГТД

Для извлечения полезной информации из несистематизированного множества экспериментальных точек, полученных при стендовых испытаниях ГТД и отягчённых различного рода ошибками и отклонениями,

и для идентификации ММ компрессора используем полиномиальную форму представления ММ компрессора и метод малых отклонений [13].

Известно, что в математической модели ГТД характеристики компрессора можно представлять аналитически в форме полиномов. В частности, в [14,15] характеристики компрессора предлагается задавать в виде полиномов вида

$$\bar{\pi}_k^* = \sum_{m=0}^2 \sum_{n=0}^5 (a_{mn} \bar{n}_{пр}^n) \left(\frac{\pi_k^*}{G_{в.пр}} \right)^m, \quad (3)$$

$$\bar{\chi} = \sum_{m=0}^2 \sum_{n=0}^5 (b_{mn} \bar{n}_{пр}^n) \left(\frac{\pi_k^*}{G_{в.пр}} \right)^m, \quad (4)$$

где a_{mn}, b_{mn} – коэффициенты полиномов, $\bar{n}_{пр} = n_{пр} / n_{пр.расч}$,

$\bar{\chi}$ – относительный параметр компрессора, вычисляемый в [14,15] по формуле

$$\bar{\chi} = \frac{(\pi_k^{*k} - 1) / \eta_k^*}{(\pi_{к.расч}^{*k_p} - 1) / \eta_{к.расч}^*}, \quad (5)$$

$$\bar{\pi}_k^* = \pi_k^* / \pi_{к.расч}^*,$$

$$\left(\frac{\pi_k^*}{G_{в.пр}} \right) = \left(\frac{\pi_k^*}{G_{в.пр}} \right) / \left(\frac{\pi_k^*}{G_{в.пр}} \right)_{расч}.$$

Индексами «расч.» и «р» обозначены параметры компрессора на расчетном режиме. Показатели адиабаты k, k_p рассчитываются по величине средней температуры торможения на входе и выходе из компрессора.

Параметр $\bar{\chi}$ получен в [14,15] из формулы относительной приведенной работы компрессора

$$\bar{L}_{к.пр} = \frac{\left(\frac{L_k}{T_{вх}^*} \right)}{\left(\frac{L_k}{T_{вх}^*} \right)_{расч}} = \frac{\left(\frac{k}{k-1} \right) R (\pi_k^{*k} - 1) / \eta_k^*}{\left(\frac{k}{k-1} \right)_{расч} R (\pi_{к.расч}^{*k_p} - 1) / \eta_{к.расч}^*} \quad (6)$$

при принятии допущения, что $k / (k-1) / (k / (k-1))_{расч} = 1$.

Коэффициенты полиномов (3) и (4) определяются с помощью метода наименьших

квадратов при аппроксимации характеристик, полученных при испытании компрессора на компрессорном стенде.

Кроме того, что полиномы (3) и (4) аналитически описывают исходные характеристики конкретного экземпляра компрессора, при каком-то методе их получения и при каких-то условиях проведения эксперимента они также аналитически отражают относительную закономерность изменения параметров компрессора, принадлежащего к конструктивно одинаковым экземплярам компрессоров. Под относительной закономерностью изменения параметров компрессора понимается справедливость в «малом», при $n_{пр} = n_{пр,i}$, $\pi_k^* / G_{в.пр} = idem$, зависимостей

$$(\Delta \pi_k^* / \pi_k^*)_i = f_1(\Delta n_{пр}) = idem,$$

$$(\Delta \chi / \chi)_i = f_2(\Delta n_{пр}) = idem,$$

то есть малые относительные изменения параметров π_k^* и χ при $\pi_k^* / G_{в.пр} = idem$ в окрестности i -го значения приведенной частоты вращения при изменении её на малую величину ($\Delta n_{пр}$) идентичны для конструктивно одинаковых экземпляров компрессоров. Приняв это допущение и используя положения метода малых отклонений [13], рассчитываем с помощью исходных полиномов (3) и (4) для каждой полученной в процессе испытания ГТД j -той экспериментальной точки (при $\bar{n}_{пр} = \bar{n}_{пр,j}$, $(\pi_k^* / G_{в.пр}) = (\pi_k^* / G_{в.пр})_j$) коэффициенты влияния вида $(\Delta \bar{\pi}_k^* / \Delta \bar{n}_{пр})_j$, $(\Delta \bar{\chi} / \bar{n}_{пр})_j$.

Далее, с помощью полученных коэффициентов осуществляем переход от величин параметров $(\bar{\pi}_k^*)_j$ и $(\bar{\chi})_j$, имеющих место при $\bar{n}_{пр} = \bar{n}_{пр,j}$ в каждой из экспериментальных точек, к значениям этих же параметров при i -заданных приведенных частотах вращения ротора $\bar{n}_{пр} = \bar{n}_{пр,i}$.

В качестве заданных приведенных частот вращения выбираем те их значения, при которых происходило расчётное или первое экспериментальное определение исходных характеристик компрессора при его автономных испытаниях на стенде ЦАГИ. Это

позволяет уточнять исходную ММ компрессора от испытания к испытанию и оценивать её изменение в процессе доводки узла компрессора. С целью уменьшения погрешности систематизации экспериментальных данных необходимо, чтобы разность между приведенной частотой вращения в j -тых экспериментальных точках и ближайшей i -той приведенной частотой вращения исходной характеристики была не более 2...3 %.

Это условие обеспечивается при обработке и систематизации экспериментальных точек путем предварительного разбиения всего диапазона $\bar{n}_{пр}$ исходных характеристик компрессора на зоны, симметричные относительно каждой i -той приведенной частоты вращения.

Методика систематизации экспериментальных точек, полученных при испытаниях нерегулируемых компрессоров (вентиляторов) в системе ГТД или с регулируемыми направляющими аппаратами по заданной программе, является первой и основной составной частью методики идентификации ММ компрессора (вентилятора). Методика реализована в виде программы для ЭВМ, составленной на алгоритмическом языке *Compaq Visual Fortran Version 6.6*. Второй частью методики идентификации является обработка полученных систематизированных данных с помощью известных статистических методов [11,16,17].

Результатом выполнения операции систематизации экспериментальных точек с помощью вышеуказанных программ для ЭВМ является ряд выборок вида

$$\bar{\pi}_{к,i}^* = f_i \left(\frac{\pi_k^*}{G_{в.пр}} \right),$$

$$\bar{\chi}_i = f_i \left(\frac{\pi_k^*}{G_{в.пр}} \right)$$

при всех i -тых заданных приведенных частотах вращения $n_{пр,i}$, в зоне которых находились полученные экспериментальные точки. С целью исключения из этих выборок грубых ошибок аппроксимируем каждую из i -тых выборок квадратичными полиномами вида

$$\bar{\pi}_{к,i}^* = a_{0i} + a_{1i} \left(\frac{\pi_k^*}{G_{в.пр}} \right) + a_{2i} \left(\frac{\pi_k^*}{G_{в.пр}} \right)^2, \quad (7)$$

$$\bar{\chi}_i = b_{0i} + b_{1i} \left(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}} \right) + b_{2i} \left(\overline{\pi_k^* / G_{в.пр}} \right)^2 \quad (8)$$

с одновременной проверкой однородности выборок с помощью максимального относительного отклонения τ и его распределения [11]. Отбраковка грубых ошибок в выборке, состоящей из экспериментальных точек x_i , производится по условию

$$|x_i - x_{cp}| / S_i > \tau_{1-p},$$

где S_i – выборочное среднее квадратичное отклонение параметров для заданной i -той выборки, τ_{1-p} – квантиль распределения максимального относительного отклонения [11], n – количество точек в i -той выборке.

Одновременно с аппроксимацией выборок полиномами второй степени и отбраковкой грубых ошибок для каждой i -той выборки с помощью распределения Стьюдента, при известном (ограниченном) количестве экспериментальных точек в каждой выборке, определяются величины доверительных интервалов параметров $\Delta \bar{\pi}_k^*$ и $\Delta \bar{\chi}_i$, в пределах которых, с доверительной вероятностью $P = 1 - p$, возможно рассеяние этих параметров:

$$\Delta \bar{\pi}_{k,i}^* = t S_{\bar{\pi}_i} / \sqrt{n},$$

$$\Delta \chi_i = t S_{\chi_i} / \sqrt{n},$$

где t – квантиль распределения Стьюдента [16], n – количество точек в выборке.

После отбраковки грубых ошибок [11] и определения доверительных интервалов выборок [16] проверяется однородность остаточных дисперсий полученных выборок с помощью критерия Фишера [17] и соответствие полученных эмпирических выборок нормальному закону распределения с помощью распределения χ^2 [16].

Окончательно, после вышеописанных процедур систематизации и статистической обработки экспериментальной информации, полученные в процессе идентификации характеристики компрессора аппроксимируются с помощью метода наименьших квадратов и представляются в виде полиномов вида (3) и (4) с указанием (при заданном уровне доверительной вероятности $P = 1 - p$) величин доверительных интервалов $\Delta \bar{\pi}_{k,i}^*$ и $\Delta \bar{\chi}_i$

и величин средневзвешенных дисперсий $S_{\bar{\pi}}^2$ и $S_{\bar{\chi}}^2$. Таким образом, кроме детерминированного аналитического описания математических ожиданий уточненной ММ компрессора полиномами вида (3) и (4) при обработке результатов испытаний нескольких конструктивно единых компрессоров может быть также получена статистическая оценка рассеивания параметров $\bar{\pi}_k^*$ и $\bar{\chi}_i$, обусловленного ошибками измерений и отклонением деталей компрессора в пределах технологических допусков на изготовление.

Опыт параметрической идентификации математических моделей компрессоров и вентилятора I уровня сложности

Методика параметрической идентификации ММ компрессора была апробирована применительно к компрессорам «А» и «Б» одновальных ГТД и вентилятору «Х» двухконтурного ГТД.

Идентификация математической модели компрессора «А»

Исходная ММ компрессора «А» (используемая для проведения идентификации) была получена при испытании этого компрессора (с условным номером №1) на компрессорном стенде ЦАГИ. Изменение приведенной частоты вращения ротора в процессе испытаний на компрессорном стенде осуществлялось путем уменьшения физической частоты вращения ротора при $T_{вх}^* \approx 264\text{К}$ и при величине полного давления воздуха на входе в ГТД, соответствующей работе компрессора в автотельной области по числу Рейнольдса. В процессе доводки ГТД с компрессором «А» двигатель прошёл испытания на заводском стенде и на высотном стенде с экземпляром компрессора №2, имеющим ту же конструктивную компоновку, что и компрессор №1. По результатам этих испытаний была проведена идентификация ММ компрессора № 2. Для идентификации использовались экспериментальные точки, полученные при испытаниях ГТД «А» на высотном стенде в автотельной области по числу Рейнольдса при постоянной физической частоте вращения ротора $n = 100\%$ и при $T_{вх}^* = 288...442\text{К}$. Исходные и полученные в процессе идентификации ММ компрессора «А» его характе-

ристики приведены на рис. 2. Для компрессора «А» (экземпляр №2), испытанного на земном и высотном стендах в системе ГТД с помощью предложенной методики идентификации были получены, при доверительной вероятности $P = 0,95$, доверительные интервалы параметров $\Delta \bar{\pi}_{k_i}^* = 0,017 \dots 0,027$, $\Delta \chi_i = 0,011 \dots 0,028$.

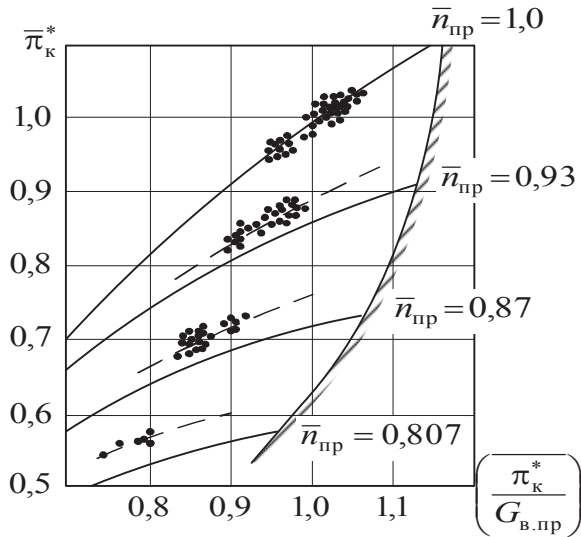


Рис.2. Исходная и идентифицированная ММ компрессора «А»: ——— - исходная ММ компрессора «А», - - - - - идентифицированная ММ компрессора «А»

Вышеуказанные интервалы характеризуют рассеяние этих параметров, обусловленное ошибками измерений в процессе стендовых испытаний двигателя.

Из рассмотрения результатов идентификации, приведенных на рис. 2, следует, что при $\bar{n}_{пр} < 1$ математические ожидания напорных веток $\bar{\pi}_{k,i}^* = f_i(\pi_k^* / G_{в,пр})$ идентифицированной ММ компрессора, при $(\pi_k^* / G_{в,пр}) = idem$, смещены вверх относительно напорных веток исходной ММ. Как показал анализ, относительное смещение напорных веток компрессора № 2 относительно напорных веток компрессора № 1 обусловлено упругой раскруткой профилей рабочих лопаток компрессора № 2 в их периферийных сечениях из-за различной методики проведения эксперимента. Это смещение возрастает с увеличением $T_{вх}^*$ (с уменьшением $\bar{n}_{пр}$) и составляет 4,9...5,6 % при $T_{вх}^* = 442$ К.

Идентификация математической модели компрессора «Б»

Исходная ММ компрессора «Б» была получена при испытании геометрически подобного прототипа этого компрессора с условным номером № 1П на компрессорном стенде. Изменение приведенной частоты вращения ротора в процессе испытаний компрессора № 1П на компрессорном стенде осуществлялось путем уменьшения физической частоты вращения ротора при $T_{вх}^* \approx 288$ К. В процессе доводки ГТД «Б» прошёл испытания на заводском и высотном стендах с экземплярами компрессора «Б» с условными номерами №2 и №3. Из результатов испытаний компрессоров №2 и №3 выбрана совокупность несистематизированных экспериментальных точек, полученных путем уменьшения физической частоты вращения ротора при $T_{вх}^* \approx 288$ К и выполнена идентификация ММ компрессора «Б» при его работе в системе ГТД с помощью предлагаемой методики.

Ветки идентифицированной ММ компрессора «Б» вида $\chi_i = f_i(\pi_k^* / G_{в,пр})$ показаны на рис.3. Некоторое отличие идентифицированной ММ компрессора «Б» от ММ

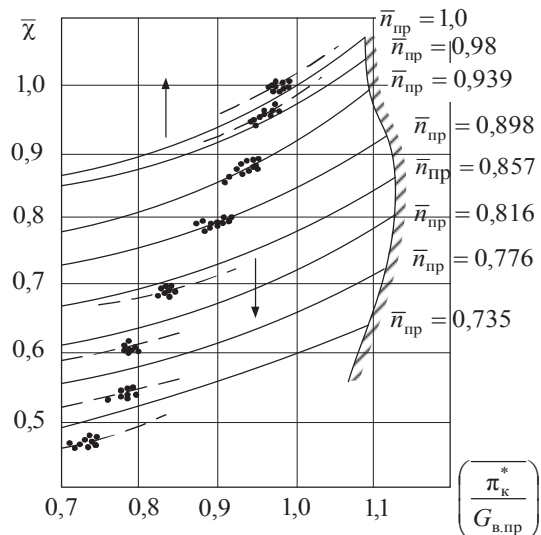


Рис. 3. Исходная и идентифицированная ММ компрессора «Б», полученные при $T_{вх}^* \approx 288$ К, и $\bar{n} \leq 1,0$: ——— - исходная ММ, - - - - - идентифицированная ММ

прототипа обусловлено некоторым отличием последней конструктивной модификации компрессора «Б» (экземпляры № 2 и 3) от модификации компрессора прототипа № 1П.

Оценка методической ошибки математической модели компрессора «Б» из-за упругой раскрутки рабочих лопаток

С помощью разработанной методики выполнена идентификация ММ компрессора «Б» по совокупности экспериментальных точек, полученных при испытании ГТД «Б» при $T_{вх}^* = 288...540\text{K}$ и при программе регулирования двигателя $n = 100\%$. Результаты идентификации были сравнены при $\bar{n}_{пр} = idem$ с ММ компрессора «Б», полученной по совокупности экспериментальных точек, полученных при испытаниях ГТД «Б» при температуре воздуха на входе $T_{вх}^* = 288\text{K}$ и при $\bar{n} \leq 1,0$.

В результате сравнения была выявлена методическая ошибка, обусловленная упругой раскруткой рабочих лопаток компрессора «Б». Экспериментальные точки, полученные при $T_{вх}^* > 288\text{K}$ и систематизированные с помощью методики идентификации, при $\bar{n}_{пр} = idem$ смещаются вверх относительно выборок $\bar{\pi}_{к,i}^* = f_i(\bar{\pi}_{к,i}^* / G_{в.пр})$, систематизированных с помощью методики идентификации при этих же $\bar{n}_{пр}$ и при $T_{вх}^* = 288\text{K}$. Смещение возрастает с увеличением $T_{вх}^*$ и значительно превышает величины доверительных интервалов выборок $\bar{\pi}_{к,i}^*$, полученных при условии $T_{вх}^* = 288\text{K}$. Величина методической ошибки при $T_{вх}^* = 540\text{K}$ достигает 3,2 % (рис 4). Для устранения этой методической ошибки при расчёте ВСХ ГТД «Б» (с использованием ММ компрессора вида (4), полученной при $T_{вх}^* = 288\text{K}$ и при $\bar{n} \leq 1,0$), необходимо к ММ компрессора в форме (4) вводить относительную поправку $\delta\bar{\pi}_{к,i}^*$, показанную на рис. 4.

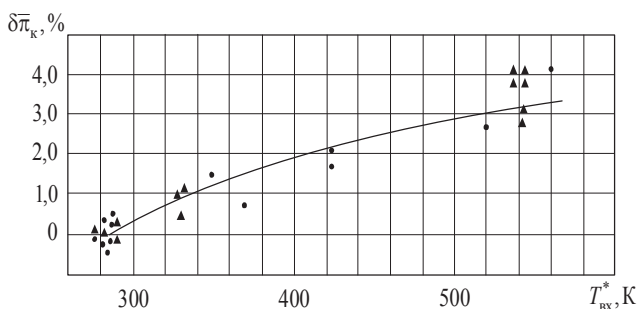


Рис. 4. Изменение степени повышения давления компрессора «Б» из-за влияния упругой раскрутки рабочих лопаток при $(\bar{\pi}_{к,i}^* / G_{в.пр}) = idem$ и при $n = 100\%$

Оценка ошибки модели компрессора «Б»

С помощью методики идентификации при обработке совокупности экспериментальных точек, полученных при испытании ГТД «Б» при $T_{вх}^*$, превышающей 288 K ($T_{вх}^* = 288...540\text{K}$), выявлена ошибка ММ компрессора при ее задании в форме полинома вида (4).

Результаты идентификации показали, что форма ММ компрессора вида (4), предложенная в [14,15] при $\bar{n}_{пр} = idem$ и $(\bar{\pi}_{к,i}^* / G_{в.пр}) = idem$ не сохраняется инвариантной при изменении $T_{вх}^*$. Экспериментальные точки, полученные при $T_{вх}^* > 288\text{K}$ и систематизированные относительно веток $\bar{\chi}_i$ при заданных приведенных частотах вращения, смещаются вниз относительно выборок, показанных на рис.4 и сформированных с помощью предложенной методики идентификации при этих же $n_{пр}$ и при $T_{вх}^* = 288\text{K}$. Смещение возрастает с увеличением $T_{вх}^*$ и значительно превышает величины доверительных интервалов выборок $\bar{\chi}_i$, полученных при $T_{вх}^* = 288\text{K}$. Возникновение указанной ошибки ММ компрессора обусловлено принятием допущения $k/(k-1)/(k/(k-1))_{расч.} = 1$ (см. формулы (5) и (6)). Анализ показал, что при изменении $T_{вх}^*$ величина ошибки модели $\delta\bar{\chi}$ практически равна, но противоположна по знаку величине комплекса $\delta\bar{K} = (k/k-1)/((k/k-1))_{расч.}$ и составляет при $T_{вх}^* = 500\text{K}$ минус 4.0 %.

Таким образом, представление в [14,15] ММ компрессора с помощью относительно-го параметра $\bar{\chi}$ полиномом вида (4) при увеличении $T_{вх}^*$ при прочих равных условиях приводит к появлению ошибки модели.

Оценка влияния упругой раскрутки лопаток на КПД компрессора «Б»

Как показал анализ, величина ошибки модели $\delta\bar{\chi}$ компрессора ГТД «Б», выявленная с помощью методики идентификации, практически совпадает по абсолютной величине с изменением величины комплекса $\delta\bar{K} = ((k/k-1)/((k/k-1))_{расч.} - 1) \cdot 100\%$, рассчитанного применительно к параметрам компрессора «Б». Оценка относительного

изменения приведенной работы компрессора «Б» при увеличении $T_{вх}^*$ может быть выполнена с помощью метода малых отклонений [13] по формуле

$$\delta \bar{L}_{к.пр} = \delta \bar{K} + \delta \bar{\chi}.$$

Получено, что для компрессора ГТД «Б» при изменении $T_{вх}^*$ величина $\delta \bar{L}_{к.пр}$ практически равна нулю.

По результатам идентификации ММ компрессора «Б» при $T_{вх}^* = 288...540$ К и $n = 100$ %, величинам выявленной методической ошибки $\delta \bar{\pi}_к^* = f(T_{вх}^*)$ (рис. 4) и полученному (после устранения ошибки модели $\delta \bar{\chi} = f(T_{вх}^*)$) относительному изменению приведенной работы компрессора $\delta \bar{L}_{к.пр}$ в зоне рабочей линии с помощью метода малых отклонений [13] по формуле

$$\delta \eta_k^* = \delta \left(\pi_k^{* \frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \delta L_{пр.к} \quad (9)$$

было рассчитано изменение изоэнтропического КПД компрессора по отношению к КПД ММ компрессора, полученной при $T_{вх}^* \approx 288$ К путем уменьшения физической частоты вращения ротора. Получено, что при $T_{вх}^* = 500$ К величина КПД компрессора ГТД «Б» из-за упругой раскрутки рабочих лопаток возрастает на 3 %.

Идентификация математической модели вентилятора «Х» в автотомодельной и в неавтотомодельной области по числу Рейнольдса

С целью проверки эффективности разработанной методики идентификации ММ компрессора (вентилятора) была выполнена тестовая задача идентификации ММ вентилятора «Х» по результатам его испытаний в системе ГТД при пониженном полном давлении на входе. Исходная ММ вентилятора «Х» была получена по результатам его нескольких специальных испытаний на заводском стенде.

Результаты идентификации ММ вентилятора в автотомодельной области по числу Рейнольдса показали, что экспериментальные точки, обработанные с помощью методики идентификации, в координатах $\pi_k^* - (\pi_k^*/G_{в.пр.})$ и $\bar{L}_{к.пр} - (\pi_k^*/G_{в.пр.})$ хорошо совпадают с исходными характеристиками вентилятора. После проведения идентификации ММ вентилятора «Х» в автотомодельной области по числу Рейнольдса отдельным эта-

пом была проведена идентификация ММ вентилятора в неавтотомодельной области по числу Рейнольдса при пониженном $p_{вх}^*$. По результатам идентификации получено, что снижение $p_{вх}^*$ до $(0,218...0,173)$ Па·10⁻⁵ приводит при $(\pi_k^*/G_{в.пр.}) = idem$ к снижению π_k^* на 1,74...2,7 %. При этом величина приведенной работы вентилятора $L_{пр.к}$ увеличилась на 1,94...3,7 %. Снижение КПД вентилятора, обусловленное влиянием числа Рейнольдса, при $p_{вх}^* = 0,218$ Па·10⁻⁵, согласно уравнению (9) в малых отклонениях [13], при повышении $L_{пр.к}$ на 1,94 % и при снижении π_k^* на 1,74 % составило 3,50 %.

Заключение

Разработана методика идентификации ММ компрессора (вентилятора) I уровня сложности. Методика позволяет по всей совокупности несистематизированных экспериментальных точек, полученных при различных видах стендовых испытаний ГТД, уточнять исходную ММ компрессора (вентилятора), полученную расчетом или при первом автономном испытании компрессора, оценивать эффективность вводимых в конструкцию компрессора (вентилятора) мероприятий, оценивать влияние упругой раскрутки рабочих лопаток, числа Рейнольдса на изменение параметров ММ компрессора (вентилятора).

Библиографический список

1. Комиссаров, Г.А. Идентификация математической модели компрессора для целей доводки [Текст] / Г.А. Комиссаров, Ю.Н. Русаков // Испытания авиационных двигателей - Уфа: УАИ, 1982. № 10. - С. 139-145.
2. Тунаков, А.П. Классификация математических моделей ГТД [Текст] / А.П. Тунаков // Изв. вузов, Авиационная техника. - 1986. № 4. - С.99-101.
3. Литвинов, Ю.А. Характеристики и эксплуатационные свойства авиационных турбореактивных двигателей [Текст] / Ю.А. Литвинов, В.О. Боровик - М.: Машиностроение, 1979. - 288 с.
4. Боровик, В.О. Механизм влияния эксплуатационных факторов на характеристики элементов ГТД [Текст] / В.О. Боровик, В.Ш. Ланда // Испытания авиационных двигателей - Уфа: УАИ, 1985. №13. - С. 3 - 8.
5. Тунаков, А.П. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных

двигателей [Текст] / А.П. Тунаков - М.: Машиностроение, 1979. - 184с.

6. Идентификация математической модели осевого компрессора [Текст] / В.С. Талызина, А.П. Тунаков Л.А. Шацилло [и др.] // Лопаточные машины и струйные аппараты. сб. статей. Вып.12. Труды ЦИАМ, 1990. № 1280. - С. 56–65.

7. Уточнение математической модели компрессора по результатам испытаний ГТД [Текст] / Л.Х. Юлдыбаев, А.Я. Магадеев, Х.С. Гумеров [и др.] // Испытания авиационных двигателей. - Уфа: УАИ, 1978. - № 6. - С. 24 – 29.

8. Кофман, В.М. Применение метода малых отклонений и полиномиальной математической модели компрессора для уточнения его характеристик по результатам стендовых испытаний ГТД [Текст] / В.М. Кофман // Вопросы теории и расчёта рабочих процессов тепловых двигателей: межвуз.науч.сб. - Уфа: УАИ, 1992. № 15. - С.100-109.

9. Мудров, В.И. Методы обработки измерений [Текст] / В.И. Мудров, В.Л. Кушко - М.: Советское радио, 1976. - 192 с.

10. Бочкарев, С.К. Оценка разброса величин, описывающих характеристики узлов серийных ГТД [Текст] / С.К. Бочкарев, В.В. Кулагин, С.П. Полукеев // Некоторые вопросы расчёта и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД: сб. статей. Вып. 6. Труды ЦИАМ, 1979. № 839. – С. 268 – 272.

11. Пустыльник, Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений [Текст] / Е.И. Пустыльник - М.: Наука, 1968. - 288 с.

12. ОСТ 1 01021-93. Стенды испытательные авиационных газотурбинных двигателей. Общие требования -18 с.

13. Черкез, А.Я. Инженерные расчёты газотурбинных двигателей методом малых отклонений [Текст] / А.Я. Черкез - М.: Машиностроение, 1975. - 380 с.

14. Аппроксимация характеристик компрессора двухпараметрическими полиномами и применение их в математических моделях ГТД [Текст] / Х.С. Гумеров, А.С. Гаврилов, А.Я. Магадеев [и др.] // Некоторые вопросы расчёта и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД: сб. статей. Вып. 6. Труды ЦИАМ, 1979. № 839. - С. 183 – 192.

15. Бакулев, В.И. Представление характеристик компрессора в координатах, удобных для расчета на ЭВМ параметров ГТД [Текст] / [В.И. Бакулев и др.] // Изв. вузов. Авиационная техника, 1977. № 3. - С.114 -117.

16. Зайдель, А.Н. Ошибки измерений физических величин [Текст] / А.Н. Зайдель.-М.: - Наука, 1974. - 108 с.

17. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В., Грановский - М.: Наука, 1976. - 279 с.

METHODS AND THE EXPERIMENT OF THE PARAMETRIC IDENTIFICATION COMPRESSORS AND FANS MATHEMATICAL MODELS OF ACCORDING TO THE RESULTS OF THE GAS TURBINE ENGINE DEVELOPMENT TEST

© 2011 V. M. Kofman

Ufa State Aviation Technical University

On the basis of the method insignificant deviations and the compressor characteristics presentation forms as a polynomial there has been worked out and tested methods of the parametric identification compressors and fans mathematical models according to the results of the gas turbine engine development test.

A compressor, a fan, the method of identification.

Информация об авторах

Кофман Вячеслав Моисеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры авиационных двигателей Уфимского государственного авиационного технического университета. Тел.: (347) -273- 08-44, (347)-284-68-42. E-mail: stan@ufanet.ru. Область научных интересов: Исследования в области идентификации и математического моделирования ГТД.

Kofman Vyacheslav Moiseevich, Candidate of Technical Sciences, Associate professor at the department of aircraft engines of Ufa State Aviation Technical University. Phone: (347) 273-08-44, (347) 284-68-42. E-mail: stan@ufanet.ru. Area of research: Studies on identification and mathematical modeling of gas turbine engines.

УДК 621.454.2-181.4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ АДАПТАЦИИ ЖРДМТ РАЗРАБОТКИ ФГУП «НИИМАШ» ПОД ТОПЛИВНУЮ ПАРУ MON-3 + ММН С ОБЕСПЕЧЕНИЕМ УДОВЛЕТВОРИТЕЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

©2011 Ю. А. Бешенев, С. А. Булдашев, Ф. А. Казанкин, Н. В. Лемский, Е. В. Семкин

Федеральное государственное унитарное предприятие «Научно-исследовательской институт машиностроения» (ФГУП «НИИМаш»), г. Нижняя Салда

В статье приводится сравнение результатов огневых испытаний двигателей разработки и изготовления ФГУП «НИИМаш» на топливах MON-3 + ММН и АТ + НДМГ и информация по тепловому состоянию двигателей на этих огневых испытаниях.

ЖРДМТ, огневые испытания, MON-3, ММН, АТ, НДМГ, удельный импульс тяги, тепловое состояние.

Одним из основных препятствий для успешного международного сотрудничества в области ракетного двигателестроения является различие применяемых топливных пар. Так, в российской космонавтике наибольшее применение нашла топливная пара АТИН+НДМГ, а за рубежом MON-3+ ММН.

С целью подтверждения работоспособности двигателей на топливе MON-3+ММН были проведены огневые испытания двигателей разработки и изготовления ФГУП «НИИМаш» 11Д458М тягой 392 Н и 11Д428А–16 тягой 130 Н.

Указанные двигатели спроектированы под топливо АТИН+НДМГ и уже несколько лет проходят лётную эксплуатацию в составе разгонных блоков серии «Бриз», транспорт-

ных кораблей серии «Прогресс» и пилотируемых кораблей серии «Союз». Оба двигателя имеют общий принцип смесеобразования - соосные центробежные форсунки окислителя и горючего с периферийными струйными форсунками окислителя. И оба двигателя имеют сопло из ниобиевого сплава Н65В2МЦ.

Результаты огневых испытаний двигателей 11Д458М и 11Д428А–16 на топливе АТ+НДМГ приведены на рис. 1 и 2.

Для обеспечения равнообъёмного расхода компонентов топлива (массовое соотношение компонентов топлива $K_m=1,65$) перед огневыми испытаниями на топливе MON-3+ММН на двигателях были заменены жиклеры.

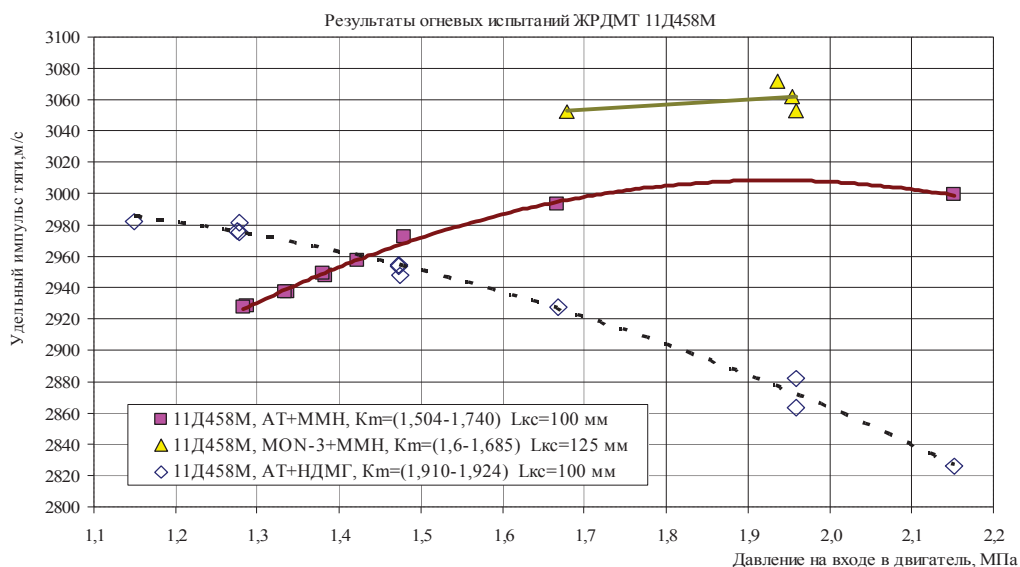


Рис. 1. Зависимость удельного импульса тяги двигателя 11Д458М от давления компонентов топлива на входе в двигатель по результатам огневых испытаний на топливах MON-3+ММН и АТ+НДМГ

Двигатель 11Д458М (у которого длина камеры сгорания 100 мм) при первом огневом испытании на топливе MON-3+ММН имел относительно низкую температуру камеры сгорания и удельный импульс тяги порядка 2950 м/с (см. рис. 1). В связи с этим посредством несложных конструкторских

доработок длина камеры сгорания была увеличена до 125 мм. По результатам огневых испытаний двигателя 11Д458М с длиной камеры сгорания 125 мм на топливе MON-3+ММН удельный импульс тяги составил более 3050 м/с (рис. 1).

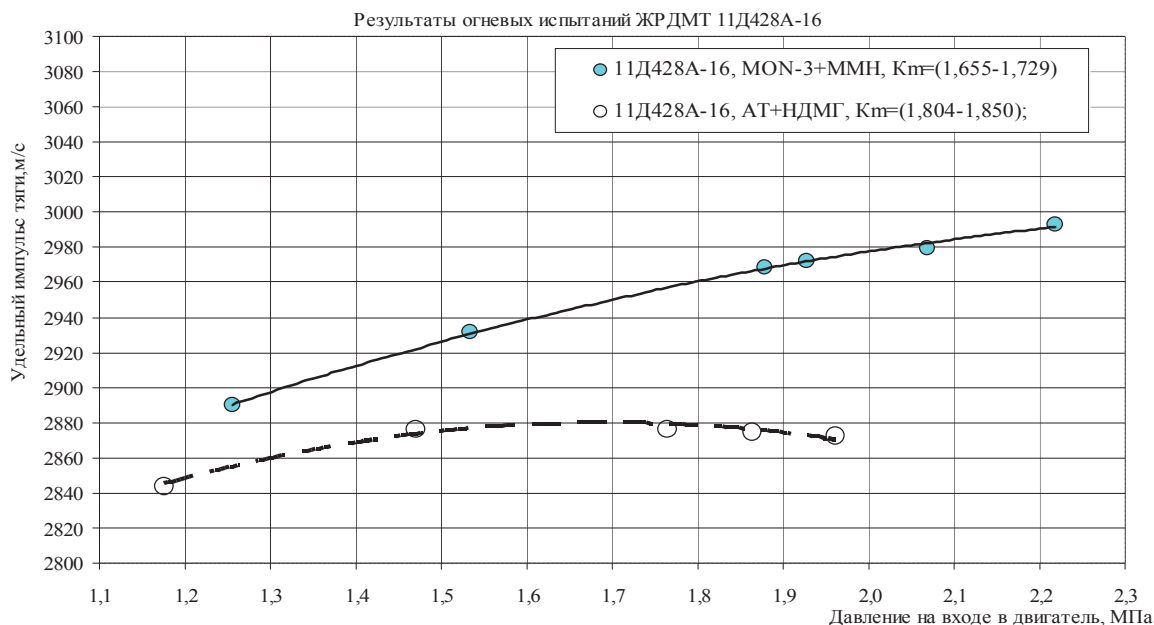


Рис. 2. Зависимость удельного импульса тяги двигателя 11Д428А–16 от давления компонентов топлива на входе в двигатель по результатам огневых испытаний на топливах MON-3+ММН и АТ+НДМГ

Удельный импульс тяги двигателей 11Д458М и 11Д428А–16 для топлива MON-3+ММН оказался выше, чем при работе на топливе АТ+НДМГ (рис. 1 и 2).

Огневыми испытаниями проходили в земных условиях. Применяемый на этих испытаниях окислитель АТ (тетраоксид диазота) по энергетическим свойствам эквивалентен таким окислителям как АТИН (тетраоксид диазота ингибированный) и MON-3.

Анализируя все режимы испытаний на топливе MON-3 + ММН, можно отметить, что максимальная температура наружной стенки камеры сгорания двигателя 11Д458М составила 1394°С (рис. 3), двигателя 11Д428А–16 – составила 1251°С (рис. 4), в то время как допустимая температура, обеспечивающая гарантированную работоспособность ниобиевой камеры сгорания, составляет 1450°С.

При работе на топливе АТ+НДМГ максимальная температура наружной стенки камеры сгорания двигателя 11Д458М составила 1319°С, а двигателя 11Д428А–16 – 1144°С.

При работе на топливе АТ+НДМГ интенсивно нагреваются те области, куда падают струи окислителя (в качестве примера на рис. 5 и рис. 6 приведены съёмки термовизора), а при работе этих же двигателей

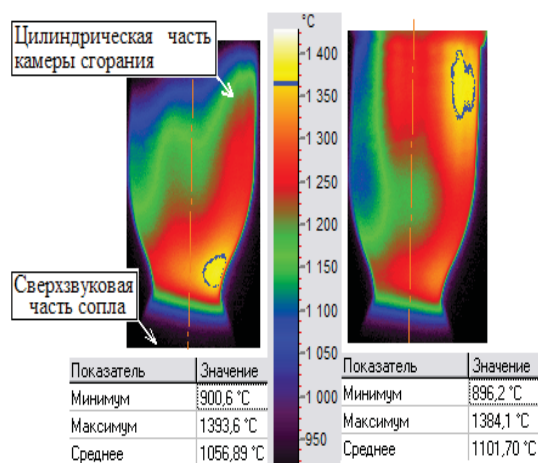


Рис. 3. Распределение температур по наружной стенке камеры сгорания двигателя 11Д458М на 26 секунде (слева) и 72 секунде (справа) огневых испытаний на топливной паре MON-3+ММН (с указанием изотермы 1365 °С)

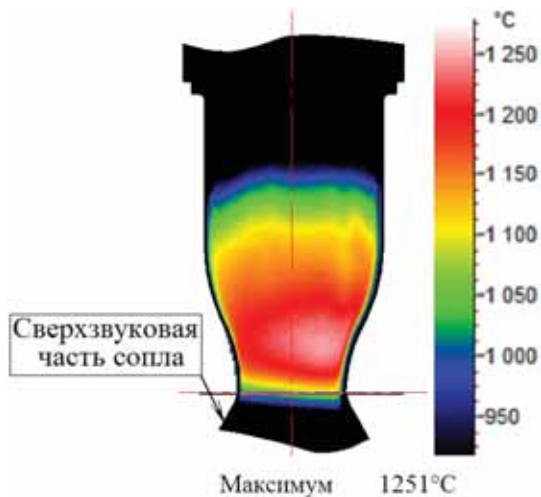


Рис. 4. Распределение температур по наружной стенке камеры сгорания двигателя 11Д428А-16 при огневых испытаниях на топливной паре MON-3+ММН

на топливе MON-3+ММН эти области в первые секунды режима имеют относительно низкую температуру стенки, и только при выходе на режим по тепловому состоянию на двигателе 11Д458М наблюдалось повышение температуры на цилиндрическом участке камеры сгорания (рис. 3). Это различие по температуре требует дополнительных исследований.

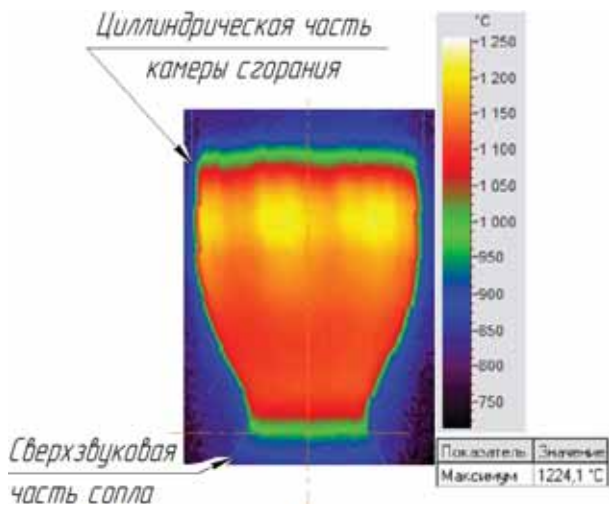


Рис. 5. Распределение температур по наружной стенке камеры сгорания двигателя 11Д458М при огневых испытаниях на топливной паре АТ+НДМГ

Тепловое состояние двигателей при работе на топливе MON-3 + ММН признано удовлетворительным.

Максимальное значение удельного импульса тяги двигателя 11Д458М с геометрической степенью расширения сопла $\bar{F} = 100$ на топливе MON-3+ ММН в диапазоне массового соотношения компонентов топлива $K_m = 1,60 \dots 1,685$ равнялось 3060 м/с. Если же комплектовать двигатель удлиненным соплом с геометрической степенью расширения $\bar{F} = 250$ (как у зарубежных аналогов) то согласно расчету удельный импульс тяги возрастет до 3100...3119 м/с. Следовательно, двигатели ФГУП «НИИМаш» по энергетическим и экономическим параметрам могут составить конкуренцию зарубежным аналогам.

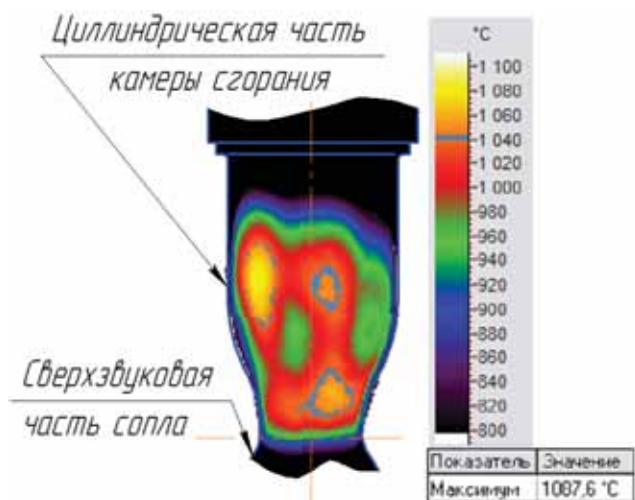


Рис. 6. Распределение температур по наружной стенке камеры сгорания двигателя 11Д428А-16 при огневых испытаниях на топливной паре АТ+НДМГ (с указанием изотермы 1040 °С)

Огневые испытания были подвергнуты двигатели без доработки и оптимизации рабочего процесса под топливо MON-3+ММН. Дальнейшее улучшение их энергетических характеристик может быть достигнуто за счет оптимизации рабочего процесса в камере сгорания с учетом физико-химических свойств монометилгидразина и без значительных изменений конструкции существующих двигателей.

**EXPERIMENTAL RESEARCHES OF POSSIBLE LOW-THRUST ROCKET
ADAPTATION DEVELOPED BY FSUE R&DIME FOR BIPROPELLANT
MON-3+MMH PROVIDING TOLERABLE THERMAL STATE THRUSTERS**

©2011 Yu. A. Beshenev, S. A. Buldashev, F. A. Kazankin, N. V. Lemskiy, Ye. V. Semkin

Federal State Unitary Enterprise

Research & Development Institute of Mechanical Engineering (R&DIME), Nizhnyaya Salda

This paper gives firing test results comparison of FSUE R&DIME's thrusters with the MON-3/MMH propellants and AT/UDMH propellants and also thruster thermal state information obtained during that firing testing.

Thruster, firing testing, MON-3, MMH, AT, UDMH, specific impulse, thermal state.

Информация об авторах

Бешенев Юрий Александрович, главный специалист по отработке ракетных двигателей малой тяги Научно-исследовательского института машиностроения (ФГУП «НИИ-Маш»), г. Нижняя Салда. Тел.: (34345) 36-5-16. E-mail: niimash@list.ru. Область научных интересов: расчётно-теоретические и экспериментальные исследования рабочих процессов в жидкостных ракетных двигателях малой тяги.

Булдашев Сергей Алексеевич, начальник конструкторского отдела ФГУП «НИИ-Маш», г. Нижняя Салда. Тел.: (34345) 36-291. E-mail: niimash@list.ru. Область научных интересов: расчётно-теоретические и экспериментальные исследования по созданию перспективных образцов ракетно-космической техники.

Казанкин Филипп Андреевич, заместитель главного конструктора ФГУП «НИИ-Маш», г. Нижняя Салда. Тел.: (34345) 36-4-14. E-mail: niimash@list.ru. Область научных интересов: расчётно-теоретические и экспериментальные исследования по созданию перспективных образцов ракетно-космической техники.

Лемский Николай Васильевич, инженер-конструктор конструкторского отдела ФГУП «НИИМаш», г. Нижняя Салда. Тел.: (34345) 36-5-16. E-mail: lemskii@mail.ru, niimash@list.ru. Область научных интересов: организация рабочего процесса в камере сгорания и тепловое состояние ЖРДМТ.

Семкин Евгений Владимирович, начальник группы конструкторского отдела ФГУП «НИИМаш», г. Нижняя Салда. Тел.: (34345) 36-2-51. E-mail: sewa20-68@rambler.ru, niimash@list.ru. Область научных интересов: исследования физико-химических процессов перемешивания компонентов топлива, математическое моделирование внутрикамерных процессов.

Beshenev Yury Alexandrovich, chief specialist of thruster development, FSUE R&D Institute Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda. Phone: (34345) 36-516. E-mail: niimash@list.ru. Area of research: design-theoretical and experimental investigations of thruster processes.

Buldashev Sergey Alekseevich, head of design-engineering department, FSUE R&D Institute Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda. Phone: (34345) 36-291. E-mail: niimash@list.ru. Area of research: design-theoretical and experimental investigations for rocketry promising technology creation.

Kazankin Filip Andreevich, Deputy of Chief Designer, FSUE R&D Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda. Phone: (34345) 36-414. E-mail: niimash@list.ru. Area of research: design-theoretical and experimental investigations for rocketry promising technology creation.

Lemskiy Nikolay Vasilievich, design engineer of design-engineering department, FSUE R&D Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda. Phone: (34345) 36-516. E-mail: lemskii@mail.ru, niimash@list.ru. Area of research: forming operating processes and thermal states in thrusters.

Semkin Yevgeny Vladimirovich, head of group of design-engineering department, FSUE R&D Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda. Phone: (34345) 36-251. E-mail: sewa20-68@rambler.ru, niimash@list.ru. Area of research: physical-chemical propellant mixing processes and converting propellants into combustion products concerning thrusters; mathematical modeling of chamber processes.

УЛЬТРАЗВУКОВОЕ УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ГТД

©2011 М. К. Александров, Н. Д. Папшева, О. М. Акушская

Самарский государственный технический университет

Приведены результаты исследования ультразвукового упрочнения свободными шариками лопаток ГТД из титановых сплавов. Показано влияние ультразвука на физико-механические и эксплуатационные характеристики.

Ультразвук, упрочнение, остаточные напряжения, усталостная прочность.

Эффективным направлением повышения эксплуатационных характеристик деталей ГТД (лопаток компрессорной турбины) является поверхностное пластическое деформирование, осуществляемое различными методами, к числу которых относятся гидродробеструйное и пневмодробеструйное упрочнение, упрочнение микрошариками. Данные методы характеризуются отсутствием жесткой связи деформирующих элементов с обрабатываемой поверхностью, имеют невысокую производительность и создают неблагоприятные условия на рабочих местах. Более эффективным способом повышения эксплуатационных характеристик изделий является ультразвуковое упрочнение (УЗУ) свободными шариками, которое производится в специальной рабочей камере, где под действием ультразвукового поля хаотично перемещаются под действием ультразвука шарики [1]. Особенностью ультразвукового упрочнения является то, что положительный эффект достигается за счет многократности микросоударений при отсутствии заданной траектории, что позволяет упрочнять тонкостенные детали сложной конфигурации и обеспечивает более равномерный характер поверхностной деформации [2].

Определены оптимальные режимы упрочнения, которые находятся в пределах: амплитуда колебаний $\xi=10\text{...}30\text{ мкм}$, диаметр шариков $d_{ш}=1,5\text{...}3\text{ мм}$, время обработки $t=100\text{...}200\text{ с}$.

Ультразвуковое упрочнение свободными шариками приводит к формированию в поверхностном слое сжимающих остаточных напряжений в образцах из титановых сплавов ВТ 9 от 4 до 450...500 МПа с глуби-

ной залегания 250...350 мкм. Увеличение продолжительности обработки до 150с ведет к росту σ_r . При этом область максимальных напряжений располагается на некотором расстоянии от поверхности (рис. 1).

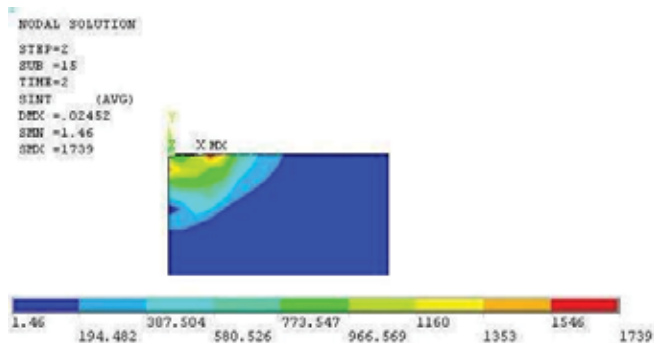


Рис. 1. Распределение интенсивности напряжений после ультразвукового упрочнения сплава ВТ9

Изучение особенностей влияния ультразвукового упрочнения и накатывания шариком на тонкую кристаллическую структуру титановых сплавов ВТ3-1, ВТ9, ОТ4 проводилось на образцах после точения, шлифования, а также в отожженном состоянии [3].

Исследования показали, что ультразвуковое упрочнение вызывает дополнительное уширение рентгеновских интерференционных линий после всех видов обработки. При этом увеличение деформационного упрочнения, определяемое относительным уширением рентгеновских линий на отожженных образцах, происходит более интенсивно. На это, в частности, указывает тот факт, что уровень размытия рентгеновских интерференционных линий в образцах, упрочненных после отжига, ниже, чем в упрочненных после точения. Это связано с тем, что при уп-

рочнении образцов после точения реализуется субструктурное состояние с более мелкими блоками и большими микроискажениями кристаллической решетки.

Известно, что прохождение ультразвуковых волн через кристалл вызывает активацию дислокаций. При пластическом деформировании в ультразвуковом поле часть активированных дислокаций становится подвижной, что вызывает локализованную пластическую деформацию. В предварительно точеных образцах доля подвижных дислокаций меньше вследствие большого количества препятствий. Это вызывает своеобразное субструктурное упрочнение за счет более мелких блоков с наибольшими микроискажениями внутри них. При УЗУ отожженных образцов движение активизированных ультразвуком дислокаций не тормозится препятствиями, в связи с чем длина их свободного пробега больше и, следовательно, степень упрочнения ниже.

Анализ распределения уширений линий по глубине показал, что в отожженных образцах наиболее интенсивное деформационное упрочнение после ультразвуковой обработки распространяется до глубины 150...200 мкм, а в точеных – до 80...100 мкм.

Проведенные исследования позволили установить, что ультразвуковое упрочнение свободными шариками титановых сплавов ВТЗ-1, ВТ9 и ОТ4 сопровождается дроблением блоков мозаики, значительным развитием микроискажений и увеличением плотности дислокаций.

Изменение размеров блоков, а также уменьшение микроискажений и плотности дислокаций при ультразвуковом упрочнении связаны с поглощением акустической энергии в местах элементарных пластических сдвигов, что приводит к локальному нагреву, снятию напряжений, разблокировке дислокаций, увеличению их подвижности. Все эти факторы, характеризующие в общем разупрочняющее действие ультразвука, способствуют также более равномерной пластической деформации в процессе упрочнения. Эффект разупрочнения подтверждается измерением микротвердости поверхностного слоя образцов из сплава ВТ9. Результаты этих исследований показали, что степень

деформационного упрочнения при ультразвуковом упрочнении свободными шариками примерно на 10% меньше, чем при накатывании шариком, хотя остаточные напряжения имеют близкие значения.

Исследование влияния ультразвукового упрочнения и накатывания шариком на фазовый состав поверхностного слоя титановых сплавов ВТЗ-1, ВТ9, ОТ4 показало, что наибольшие фазовые превращения при упрочнении происходят в отожженных образцах. Так, при ультразвуковом упрочнении и накатывании шариком образцов из сплава ВТЗ-1 в отожженном состоянии содержание β -фазы на поверхности уменьшилось с 20 до 12% и глубина фазовых превращений при этом составляла 100...150 мкм. При упрочнении точеных образцов количество β -фазы уменьшилось с 10 до 4...5%.

Сплав ВТ9 в отожженном состоянии содержал 17% β -фазы, в результате накатывания шариком и ультразвукового упрочнения количество β -фазы на поверхности уменьшилось до 8-9% и фазовые превращения наблюдались до глубины 100 мкм. Анализ интегральных интенсивностей линий α и β -фаз отожженного сплава ОТ4 показывает, что ультразвуковое упрочнение сопровождается $\beta \rightarrow \alpha$ превращениями. Исследования показали, что основной причиной этих превращений является силовой фактор, это относится и к другим видам механической обработки.

Распад метастабильной β -фазы под воздействием пластической деформации приводит к изменению характера эпюр остаточных напряжений, что объясняется различной плотностью фаз. Поскольку плотность β -фазы меньше плотности α -фазы, $\beta \rightarrow \alpha$ превращения вследствие уменьшения объема в поверхностном слое должны способствовать смещению эпюры остаточных напряжений в сторону положительного знака. У сплава ОТ4 величина тангенциальных и осевых сжимающих остаточных напряжений на 100...150 МПа выше, чем у сплавов ВТЗ-1, ВТ9, а количество свободной β -фазы в исходном состоянии не превышает 4...5%.

При ультразвуковом упрочнении под действием внешних сил происходит интенсивная пластическая деформация, которая

определяется его физико-механическими характеристиками. Исследование напряженно-деформированного состояния в зоне контакта проводили в программном комплексе ANSYS с использованием метода конечных элементов. Результаты определения интенсивности деформаций ε_i в зависимости от усилия упрочнения показали, что с увеличением последнего при накатывании шариком ε_i возрастает до 0,12 при УЗУ и до 0,096 при накатывании шариком. Это связано с тем, что скорость деформирования при УЗУ значительно выше, что является следствием быстрого распространения фронта давления, локализованного в небольшом объеме. Как известно, высокоскоростная и квазистатическая деформации по-разному воздействуют на кристаллическую решетку. При высокоскоростной деформации имеет место перераспределение влияния отдельных факторов на физико-механические характеристики материала. Поэтому ультразвуковое упрочнение характеризуется более мелкозернистой структурой и высокой плотностью дислокаций. Наибольшие значения интенсивности напряжений и деформаций находятся на некотором расстоянии от поверхности, что связано с локализацией в этой области максимальных касательных напряжений.

Электронно-микроскопические исследования показали, что максимальный распад β -фазы наблюдается на поверхности образца и достигает глубины 100 мкм.

Как видно из представленных снимков (рис. 2,а) у образцов в исходном состоянии четко различаются две фазы: светлая α -фаза и темная, в виде полос, β -фаза. В результате ультразвукового упрочнения на поверхности наблюдаются интенсивные фазовые превращения, о чем свидетельствует значительное дробление и расслоение границ β -фазы (рис. 2,б).

Аналогичная картина наблюдается и на глубине 50 мкм (рис. 2,в). На расстоянии 100 мкм от поверхности интенсивность фазовых превращений, как и в случае рентгенографического анализа, незначительна (рис. 2,г).

Таким образом, электронно-микроскопические исследования подтвердили данные рентгенографического анализа и свидетель-

ствуют о наличии $\beta \rightarrow \alpha$ превращений в поверхностном слое.

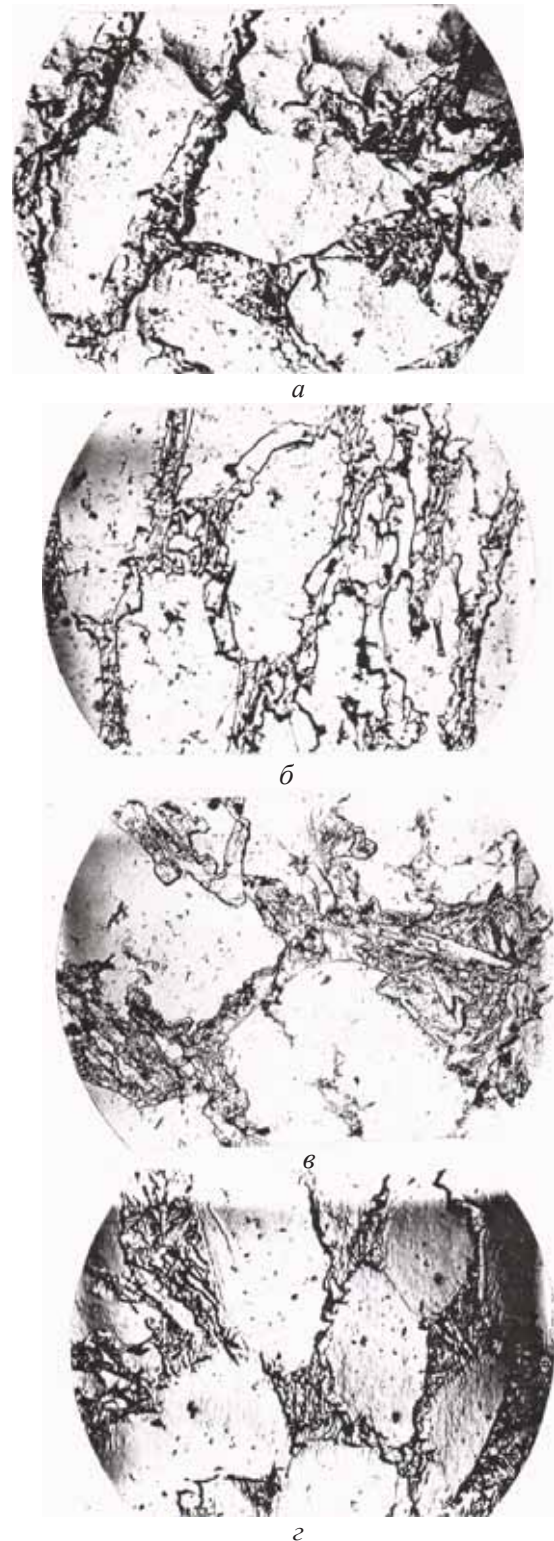


Рис. 2. Фазовые превращения в образцах из сплава ВТ9: а – поверхность в исходном состоянии; б – после УУ; в – после УУ на глубине 50 мкм; г – после УУ на глубине 100 мкм

Одним из показателей, характеризующих долговечность деталей ГТД, является усталостная прочность.

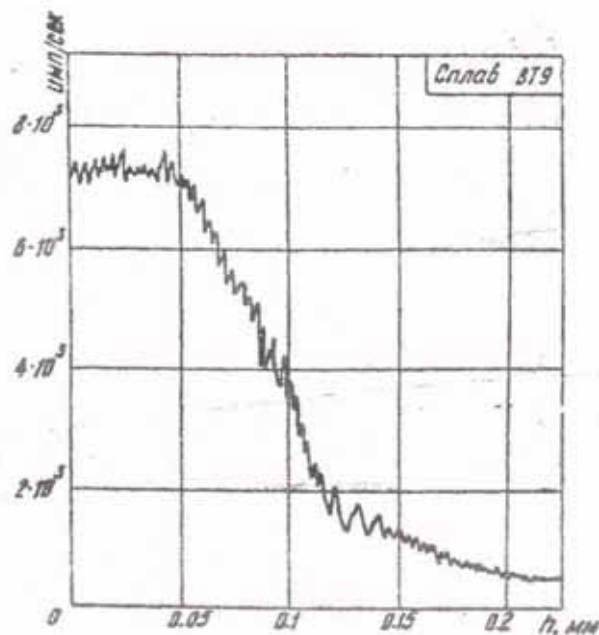
Как известно, усталостная прочность металлов в значительной степени определяется уровнем энергии, которую способны аккумулировать микрообъемы поверхностных слоев до насыщения. Оптимальным структурным состоянием материала является наличие такой структуры, которая обеспечивает наибольшую равномерность поглощения энергии кристаллической решетки в процессе деформирования. При этом необходимо также учитывать характер распределения дислокаций и их плотность. Равномерное распределение дислокаций по объему металла обеспечивает однородное поглощение механической энергии в процессе деформирования, а увеличение плотности дислокаций приводит к возрастанию средней величины поглощенной энергии. Этому, в частности, способствует ультразвуковое упрочнение, приводящее к повышению общей энергоемкости поверхностного слоя и, как следствие, увеличению циклической прочности.

Исследования энергетического состояния поверхностного слоя методом экзоэлектронной эмиссии (ЭЭЭ) позволили установить, что ультразвуковое упрочнение приводит к значительным изменениям энергоемкости поверхностного слоя.

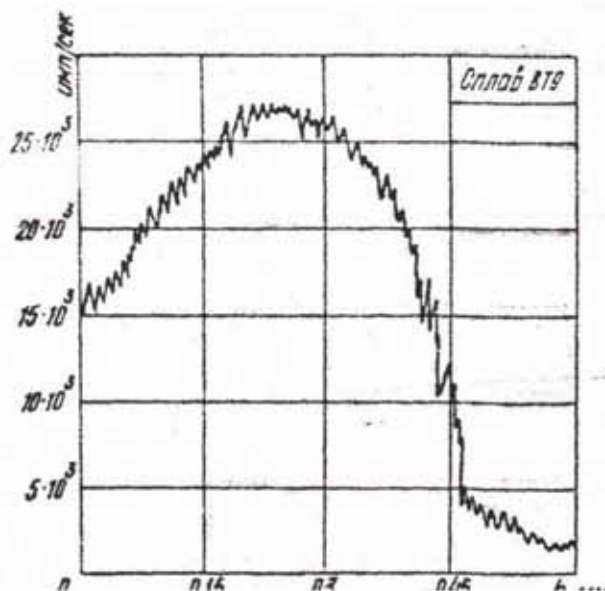
Сканограммы косых шлифов на исходных образцах, приведенные на рис. 3,а показывают, что наибольшая эмиссия зафиксирована на поверхности образцов.

По мере перемещения светового зонда по шлифу эмиссия уменьшается и на глубине 0,05...0,1 мм наблюдается её резкий спад. Повышенная эмиссия на поверхности обуславливается тем, что в процессе изготовления образцов поверхностный слой был деформирован, и при отжиге, по-видимому, произошла частичная рекристаллизация этого слоя.

Иной характер имеют сканограммы образцов после ультразвукового упрочнения свободными шариками. В частности, здесь наблюдается значительное увеличение ЭЭЭ до $2,7 \cdot 10^4 \dots 3,5 \cdot 10^4$ имп/с (рис. 3,б).



а



б

Рис. 3. Распределение экзоэлектронной эмиссии по глубине поверхностного слоя: а – образец после отжига; б – образец после ультразвукового упрочнения ($f=20$ кГц, $\xi=20$ мкм, $t=150$ с, $d_{ш}=2,5$ мм)

Для сравнения, ЭЭЭ неупрочненных образцов составляет $7 \cdot 10^3 \dots 8 \cdot 10^3$ имп/с. Кроме того, максимум экзоэмиссии проявляется на глубине 150...200 мкм и совпадает с глубиной залегания максимальных значений остаточных сжимающих напряжений. Общая глубина, где регистрируется экзоэмиссия после ультразвукового упрочнения, превышает глубину распространения остаточ-

ных напряжений, что связано с более высокой чувствительностью данного метода.

Центрами эмиссии являются скопления дефектов и области с повышенной плотностью дислокаций, зависящие от поля напряжений, создаваемого внешней нагрузкой. Таким образом, можно с достаточной достоверностью утверждать, что увеличение эмиссионной активности на глубине 150...200 мкм свидетельствует о возникновении здесь зоны с максимальной концентрацией остаточных напряжений и наибольшей степенью пластической деформации.

Исследование усталостных изломов шлифованных и упрочненных образцов позволили определить характерные зоны разрушения: зону зарождения трещины, зону перехода, которая характеризуется признаками смешанного разрушения, и зону долома. Существенным отличием неупрочненных и упрочненных образцов является то, что в первом случае зарождение трещины начинается с поверхности, а в упрочненных образцах зона зарождения трещины находится на некоторой глубине и характеризуется наличием усталостных макросколов (рис. 4).



Рис. 4. Усталостный излом упрочненного образца из сплава VT9

В зависимости от режимов упрочнения предел выносливости титановых сплавов повышается до 450 МПа (рис. 5).

При ультразвуковом упрочнении повышение предела выносливости определяется не только остаточными напряжениями и степенью пластической деформации, но и особенностями физического состояния по-

верхностного слоя в условиях высокочастотного циклического воздействия ультразвуковых колебаний. К этим особенностям

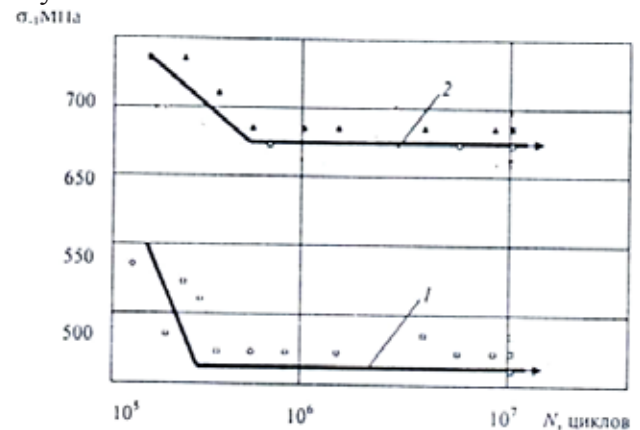


Рис. 5. Влияние ультразвукового упрочнения на усталостную прочность титанового сплава VT9: 1-шлифование; 2- ультразвуковое упрочнение свободными шариками

Относятся: повышенная плотность дислокаций, значительные микроискажения, интенсивное торможение различных структурных дефектов, изменение энергетического состояния, фазовые превращения и др.

При этом положительное влияние упрочнения заключается также и в том, что упрочненный слой ограничивает выход дислокаций на поверхность при циклическом деформировании, обуславливая этим повышение общей энергоемкости материала и, как следствие, рост усталостной прочности.

Таким образом, ультразвуковое упрочнение приводит к значительному повышению усталостной прочности титановых сплавов (до 48%). При этом зона зарождения усталостной трещины смещается под поверхность.

Библиографический список

1. Применение ультразвука и взрыва при обработке и сборке [Текст]/ М.Ф. Вологин, В.В. Калашников, М.С. Нерубай [и др.] - М.: Машиностроение, 2002. -264с.
2. Марков, А.И. Ультразвуковая обработка материалов[Текст] /А.И. Марков - М.: Машиностроение, 1989. -237с.
3. Горелик, С.С. Рентгенографический и электрографический анализ [Текст]/ С.С. Горелик, Л.Н. Расторгуев, Ю.А. Скаков - М.: Металлургия, 1985.-182с.

ULTRASONIC HARDENING OF PARTS GTE

© 2011 M.K. Alexandrov, N.D. Papsheva, O.M. Akushskaya

Samara State Technical University

The results of the study of ultrasonic hardening of free samples from the balls of titanium alloys. Shows the effect of ultrasound on the physical, mechanical and operational characteristics.

Ultrasound, hardening, residual stresses, fatigue strength

Информация об авторах

Александров Михаил Кузьмич, кандидат технических наук, доцент кафедры ИССА Самарского государственного технического университета. E-mail: isap@samgtu.ru. Область научных интересов: ультразвуковая интенсификация технологических процессов.

Папшева Нина Дмитриевна, кандидат технических наук, доцент кафедры ИССА Самарского государственного технического университета. E-mail: isap@samgtu.ru. Область научных интересов: ультразвуковая интенсификация технологических процессов.

Акушская Ольга Мордуховна, старший преподаватель кафедры ИССА Самарского государственного технического университета. E-mail: Olgaaku@gmail.com. Область научных интересов: ультразвуковая интенсификация технологических процессов.

Alexandrov Mikhail Kuzmich, candidate of technical science, associate professor of Samara State Technical University. E-mail: isap@samgtu.ru. Area of research: Ultrasonic intensification of technological processes.

Papsheva Nina Dmitrievna, candidate of technical science, associate professor of Samara State Technical University. E-mail: isap@samgtu.ru. Area of research: Ultrasonic intensification of technological processes.

Akushskaia Olga Morduhovna, senior lecturer of Samara State Technical University. E-mail: Olgaaku@gmail.com. Area of research: Ultrasonic intensification of technological processes.

ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ ЯДЕРНОЙ ЭЛЕКТРОРАКЕТНОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

© 2011 А. И. Белогуров, Т. Ч. Колбая, В. С. Рачук

Конструкторское бюро химической автоматики, г. Воронеж

Представлен анализ проблемных вопросов создания ядерной энергетической двигательной установки для космических аппаратов. Рассмотрены варианты их принципиальных решений.

Космический корабль, ядерная электроракетная двигательная установка.

Для решения энергоёмких космических задач, таких как пилотируемые экспедиции на Марс, освоение Луны, создание системы защиты Земли от астероидной опасности, а также задач более близкой перспективы, связанных с увеличением полезных грузов, выводимых ракетносителями семейства "Ангара" на геостационарные орбиты (высокоэффективный радиолокационный контроль объектов на земной поверхности, в воздушном и космическом пространствах; глобальные системы связи высокой производительности; межорбитальные буксиры и др.), требуется кардинальное повышение потенциальных возможностей ракетной техники на базе использования ядерной энергии, позволяющей выйти на новый уровень энергообеспечения и обеспечения высоких экономических показателей двигательных и энергетических установок космического аппарата (КА). В соответствии с президентской программой "Модернизация технологического развития экономики России" предстоит создать в течение 2010-2018 гг. прототип ядерной энергетической двигательной установки мегаваттного класса транспортно-энергетического модуля для решения высокоэнергетических задач ближнего и дальнего космоса.

В настоящее время в ракетной технике в качестве мощных разгонных и маршевых выступают двигатели, в которых используется энергия химических реакций, газодинамический принцип преобразования энергии в тягу. Они с успехом выводят КА на околоземную орбиту. Однако для перемещений КА с одной высокоэнергетической орбиты на другую (например, геостационарные) целесообразно использование электрических ракетных двигателей (ЭРД). ЭРД характеризуются невысокой тяговооружённостью, но, имея удельный импульс тяги на порядок выше, они для достижения заданной скорости позволяют расходовать значительно меньшие объёмы рабочего тела, что, в свою очередь, уменьшает общую массу КА.

Использование ядерных источников энергии на КА для питания ЭРД электрической энергией сопряжено с проблемами создания электрогенерирующей установки и с обеспечением требуемых параметров ресурса работы и безопасности функционирования установки в целом [1].

При создании ЯЭРДУ предстоит решение новых задач, связанных с особенностями её принципиальной конструкции (рис. 1). Возможный вид космического корабля с ЯЭРДУ представлен на рис. 2 [2].



Рис. 1. Блок-схема ЯЭРДУ с ЭРД

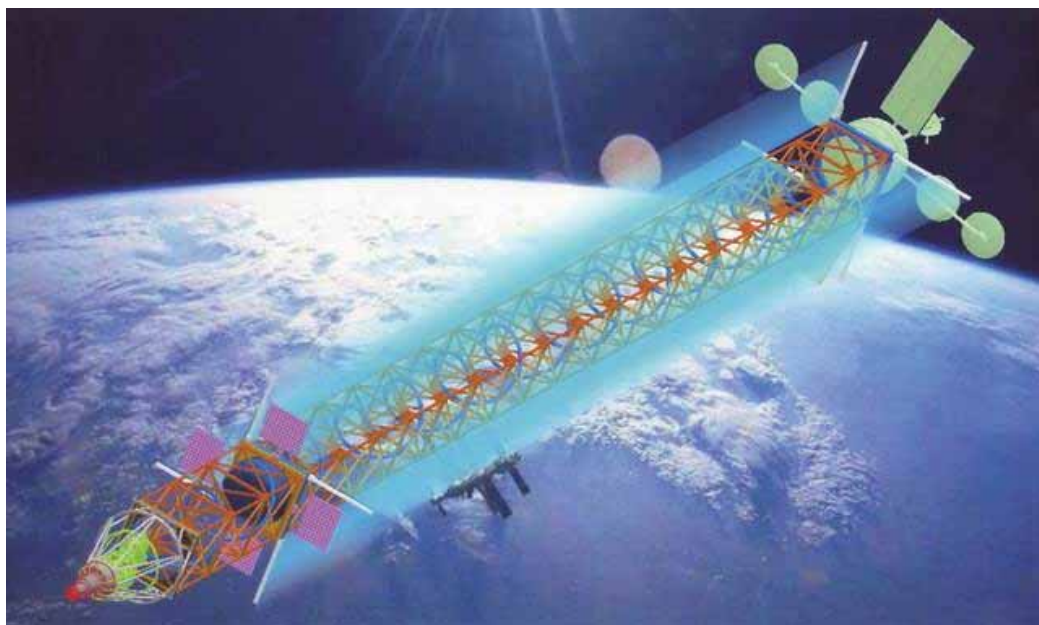


Рис. 2. Возможный вид космического корабля с ЯЭРДУ

В числе наиболее проблемных можно выделить следующие направления.

1. Создание мощной генерирующей установки для обеспечения ЭРД электроэнергией.

Известны несколько типов энергоустановок космического назначения. Наиболее изучены и уже эксплуатируются на орбите термоэмиссионные установки, основанные на непосредственном (безмашинном) преобразовании тепловой энергии в электрическую. Однако создаваемая ими электрическая мощность (порядка 10 - 100 кВт) ограничивает их использование в качестве мощ-

ных генерирующих установок для межпланетных полетов.

Принципиальная схема ЯЭРДУ с машинным преобразованием энергии приведена на рис 3. Она использует широко применяемую в земных условиях турбокомпрессорную схему преобразования энергии нагретого газа в электрическую по одному из замкнутых термодинамических циклов, например, Брайтона (см. рис 3), Стирлинга и др. Могут рассматриваться также жидкометаллические паровые циклы Ренкина.

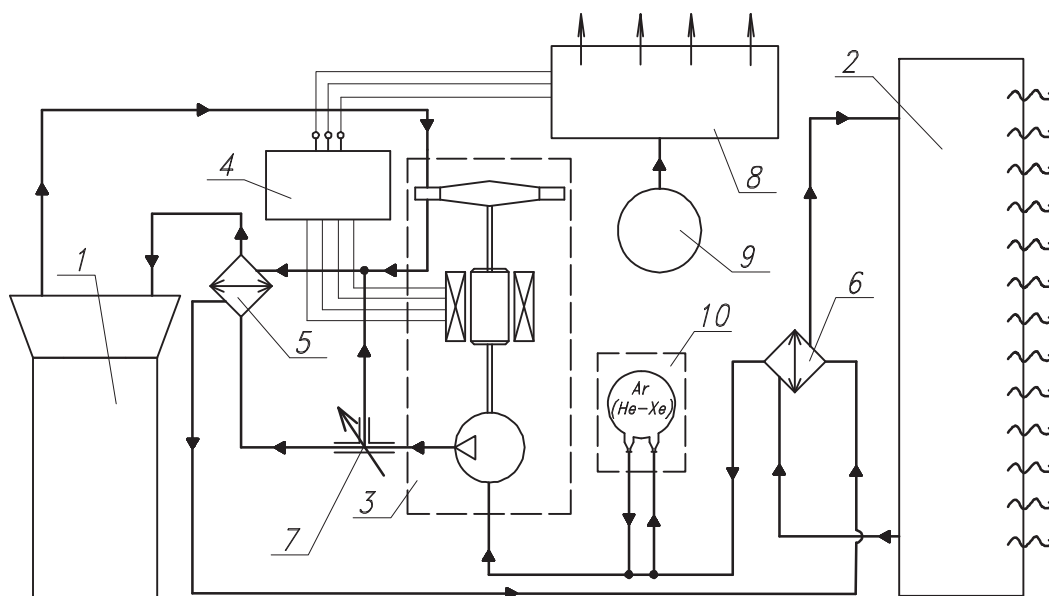


Рис. 3. Принципиальная схема ЯЭРДУ с машинным преобразованием энергии:

1-ядерный реактор; 2 - холодильник-излучатель; 3 - турбокомпрессор-генератор; 4- электрическая система; 5,6- теплообменник; 7 - дроссель перепуска; 8-ЭРД; 9-топливо для ЭРД; 10-система газового регулирования

С ростом потребных мощностей (100 МВт и выше) предпочтительнее становятся схемы с безмашинным преобразованием энергии на основе магнитогидродинамиче-

ских генераторов (рис. 4) [3]. Однако данное перспективное направление требует значительных теоретических исследований и перехода на следующий уровень развития технологий.

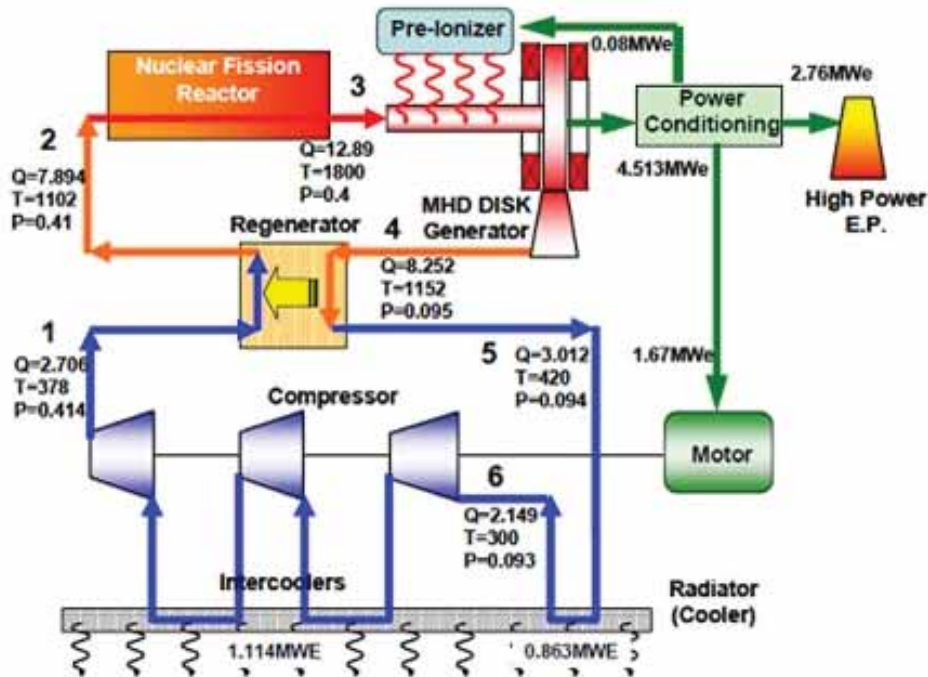


Рис. 4. Принципиальная схема ЯЭРДУ с безмашинным преобразованием энергии

2. При осуществлении межпланетных полетов огромную роль играет обеспечение эффективной защиты оборудования и экипажа от радиации. В открытом космосе кроме постоянного излучения от ядерного реактора на различных стадиях полета на экипаж и оборудование будут воздействовать космические лучи, особенно тяжелые ядра, радиационные пояса планет. Очевидно, что для уменьшения вредного воздействия облуче-

ния экипажа и снижения вероятности метеоритных повреждений полет должен занимать как можно меньше времени.

Зависимость продолжительности полёта от удельной массы и мощности ЯЭРДУ представлена на рис. 5 и табл. 1 [4]. Как видно, для уменьшения времени полета кроме увеличения электрической мощности необходимо обеспечение минимального значения удельной массы установки.

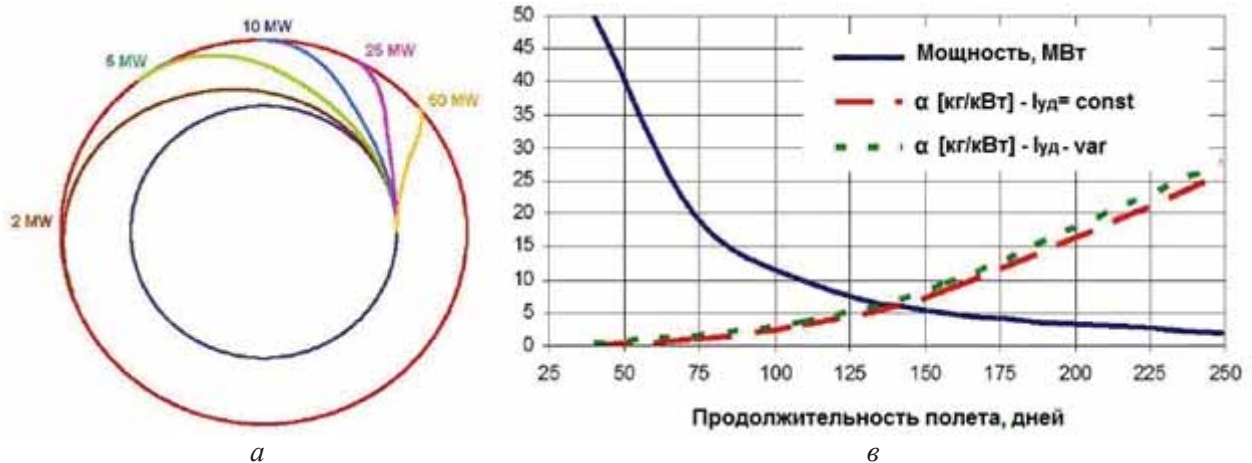


Рис. 5. Влияние мощности ЯЭРДУ на продолжительность полета при постоянном удельном импульсе тяги $I_{уд} = 5000 \text{ с}$ (а) и зависимость продолжительности полета от мощности ЯЭРДУ (б)

Таблица 1. Зависимость продолжительности полёта от удельной массы и мощности ЯЭРДУ

Мощность, МВт	200	100	50	25	12	6
Полная масса ЯЭРДУ, т	600	500	400	300	250	200
Продолжительность полета, мес	5	6	6,5	8	10	13
Удельная масса (α), кг/кВт	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0

3. Удельная масса может быть уменьшена в первую очередь за счёт создания усовершенствованных типов ядерных реакторов. При этом должен быть использован опыт проектирования, создания и испытаний конструкций уже разрабатывавшихся ядерных ракетных двигателей - РД0410 (СССР, КБХА) и Нерва (США). В настоящее время, особенно за рубежом, ведётся активная разработка новых и усовершенствование существующих типов реакторов, пригодных для использования в космосе. Сравнительные характеристики некоторых из них приведены в табл. 2 [5]. Очевидно, что снижение удельных масс реактора возможно при освоении новейших технологий и создании высокоэффективных композиционных материалов, а также использовании новых физических принципов [5,6].

4. На общую удельную массу и общий КПД установки большое влияние оказывает эффективность теплообменных аппаратов, холодильников-излучателей, теплоизоляции, а также радиационной защиты ЯЭРДУ. В качестве теплообменных аппаратов могут быть использованы кожухотрубчатые или пластинчаторебристые (рис. 6). Каждый из них имеет свои преимущества и недостатки, и для выбора необходимо проведение оптими-

зационных расчётов и конструкторских проработок под конкретные параметры тепловых потоков.

Таблица 2. Сравнительные характеристики ЯЭРДУ

Параметры	TERA	PBR Engine	NERVA
Тяга двигателя, Н	250000	196000	333616
Удельный импульс, Гуд	1000	950	870
Масса двигателя, кг	550	900	11250
Масса реактора, кг	250	500	3159

Особую проблему представляет создание холодильника-излучателя, обеспечивающего сброс неиспользованного в термодинамическом цикле тепла. Его характеристики напрямую влияют на эффективность ЯЭРДУ в целом. Приемлемые его массогабаритные параметры, требования по защищенности от метеоритных частиц в космосе могут быть получены при применении перспективного излучателя капельного типа (рис. 7), разработка которого ведётся в "Исследовательском центре им. М.В. Келдыша" [7].

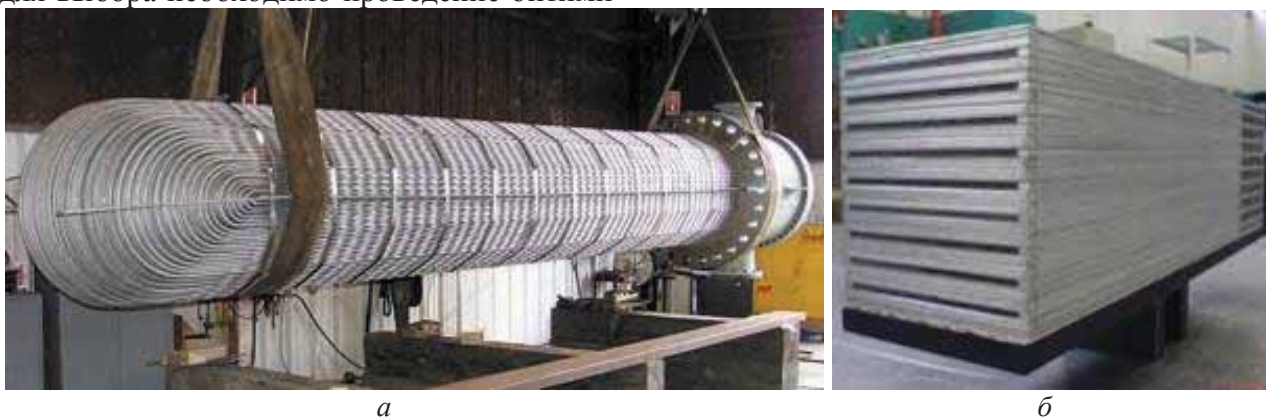


Рис. 6. Внешний вид крупногабаритного кожухотрубчатого (а) и пластинчаторебристого (б) теплообменников

5. К числу наиболее сложных следует отнести разработку турбокомпрессор-генератора (рис. 8): необходимы создание и

отработка технологии производства термостойких и термопрочных высокотемпературных материалов, в частности для неохлаж-

даемой высокотемпературной турбины ($T \geq 1500 \text{ K}$), с обеспечением требований по ресурсу работы, допустимой ползучести и эрозионной стойкости материалов при многократных запусках.

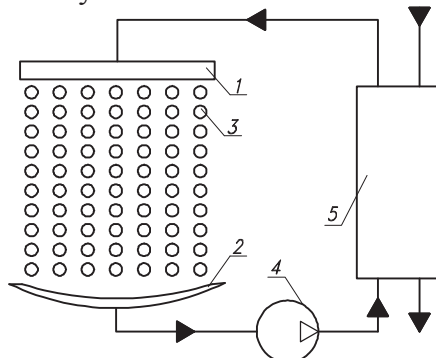


Рис. 7. Схема капельного холодильника-излучателя космической энергетической установки: 1 - генератор капель; 2 - гидросборник; 3 - капельная пелена теплоносителя; 4 - перекачивающий насос; 5 - теплообменник

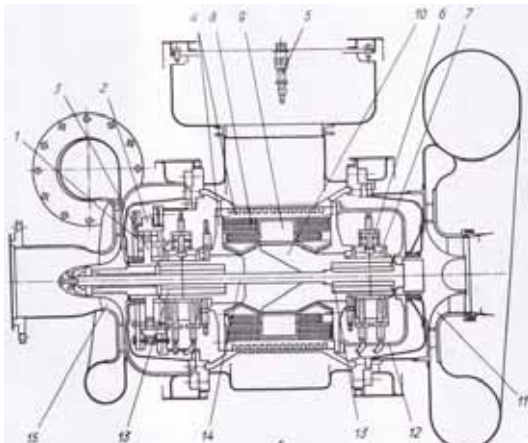


Рис. 8. Принципиальная схема турбокомпрессора-генератора мощностью 2-15 кВт: 1-корпус упорного подшипника; 2- карданный подвес упорного подшипника; 3-диск упорного подшипника; 4- корпус и торцевые крышки генератора; 5-разъемы емкостных датчиков; 6- корпус опорного подшипника; 7- сектор опорного подшипника; 8- обмотка возбуждения; 9- пакет железа статора; 10- ротор генератора; 11- колесо турбины; 12- радиационный экран; 13- тепловой мост; 14- стяжной болт; 15- колесо компрессора

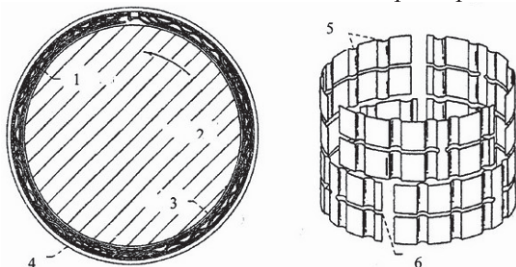


Рис. 9. Опорные газодинамические лепестковые подшипники 3-го поколения: 1 - буферная лента, 2 - вал, 3 - верхняя лента, 4 - наружная обойма, 5 - гофры переменного шага, 6 - разрез ленты в окружном направлении

Узловым моментом при этом является также разработка высококачественных подшип-

ников турбокомпрессора-генератора газодинамического, электромагнитного или комбинированного типов (рис. 9, 10), требуемых ресурса, грузоподъемности, многократных запусков и остановов, динамических характеристик.

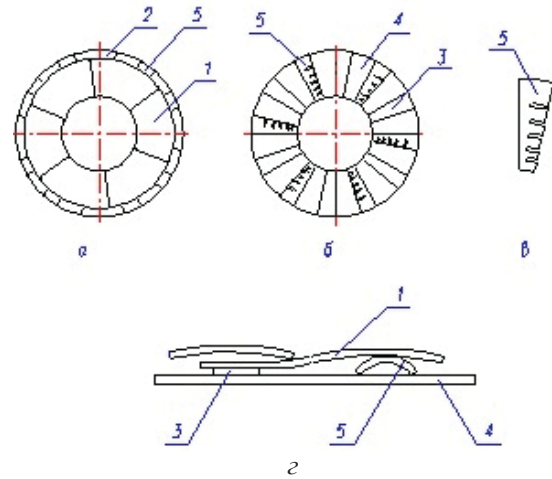


Рис. 10. Лепестковый подпятник: а - вид подпятника в плане, б - плата без несущих лепестков, в - подкладной пружинный элемент, г - фрагмент профиля подпятника; 1 - профилированный лепесток, 2 - консольно расположенный участок, 3 - подкладной сегмент, 4 - кольцевая плата, 5 - подкладная пружинка

6. Выбор типа ЭРД в качестве двигателя, обеспечение высоких значений мощности, удельного импульса тяги и возможности его варьирования, высоких плотности тяги и КПД, его проектирование и изготовление порождает целый ряд проблем. Как видно из табл. 3, одним из самых многообещающих является магнитоплазодинамический двигатель (МПДД).

Главными и отличительными его достоинствами являются большой удельный импульс и высокая плотность тяги. Кроме того, в нём может быть осуществлена возможность варьирования в широком диапазоне значения тяги и удельного импульса тяги (при постоянной мощности), позволяя оптимизировать ускорение и время полета по траектории или полезную нагрузку. Для ЭРД данного типа характерна тенденция - с увеличением мощности двигателя увеличивается его общий КПД.

На данный момент наибольшую известность получил МПДД типа VASIMR (Variable Specific Impulse Magnetoplasma Rocket), разрабатываемый фирмой Ad Astra, США (рис. 11) [8]. В настоящее время уже достигнута мощность 200 кВт. Также боль-

шой интерес представляют МПДД конструкции Ю.В. Кубарева (рис. 12), обладающие потенциально высокими характеристиками [9]. В 70-80-х гг. XX века они прошли успешные испытания в космосе в качестве ускорителей плазмы (электрическая мощность 10 кВт).

Расчеты показывают (рис. 13), что уже в обозримом будущем полёт на Марс и обратно может сократиться до 300 суток, при этом использование переменного удельного импульса тяги позволит сократить расход топлива на 7 % [4].

7. При создании экспериментальной базы для отработки ЯЭРДУ может быть использован опыт создания отечественного ядерного ракетного двигателя РД0410 (11Б91).

Преимуществом стендовой базы для отработки ЯЭРДУ является отсутствие открытого выхлопа (замкнутая схема), что с учётом современных требований к экологии значительно облегчает решение проблемы создания такой экспериментальной базы (рис. 14).

Таблица 3. Основные характеристики электроракетных двигателей (ЭРД)

Тяговые характеристики ЭРД	Термические двигатели	Электро-статические двигатели (ЭСД)	Электромагнитные двигатели (ЭМД)			
	Электро-термические (ЭТД)	Ионные (ИД)	Сильноточный плазменный (СТД)	Холловские ЭРД		Магнитоплазменные динамические двигатели (МПДД)
				Стационарные плазменные двигатели (СПД)	Двигатели с анодным слоем (ДАС)	
Удельный импульс, Н·с/кг	5000...6000 (аммиак) до 20000 (водород)	30000...65000 и более	4000...6000	3000...10000	Свыше 15000	40000...50000
Цена тяги, кВт/Н	7,5...10	25...65	40...55	15...25	15...30	30...100
Мощность существующих прототипов, кВт	100	30	20	30	50	200
Рабочее тело	Аммиак, гидразин, водород	Ксенон	Водород	Ксенон		Водород, гелий, азот, аргон

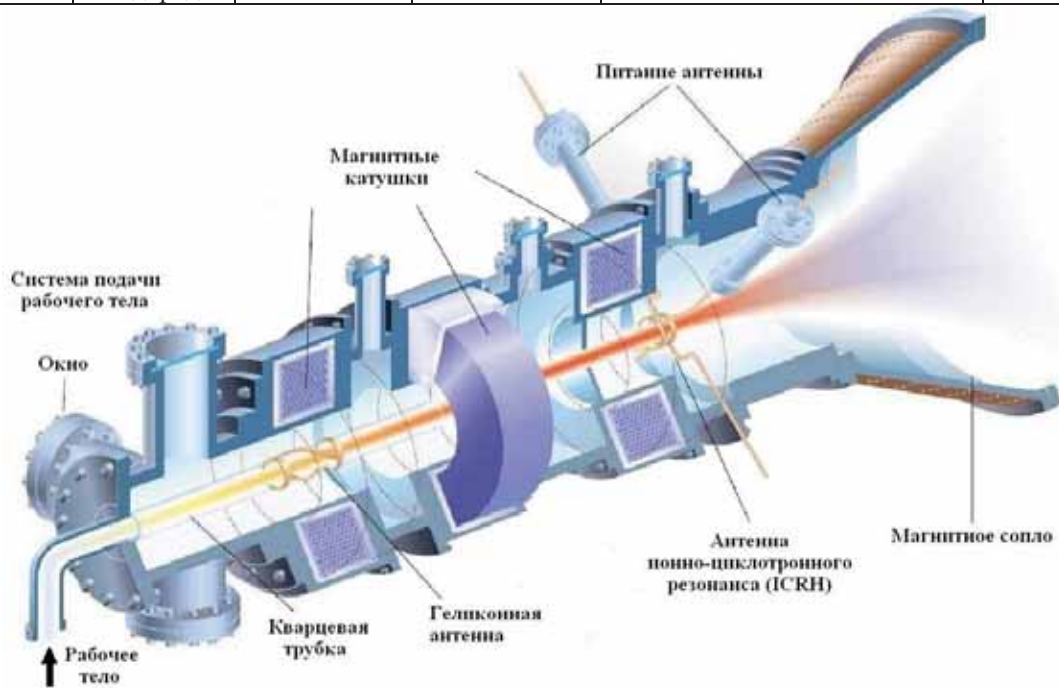


Рис. 11. Принципиальная схема магнитоплазменного двигателя типа VASIMR

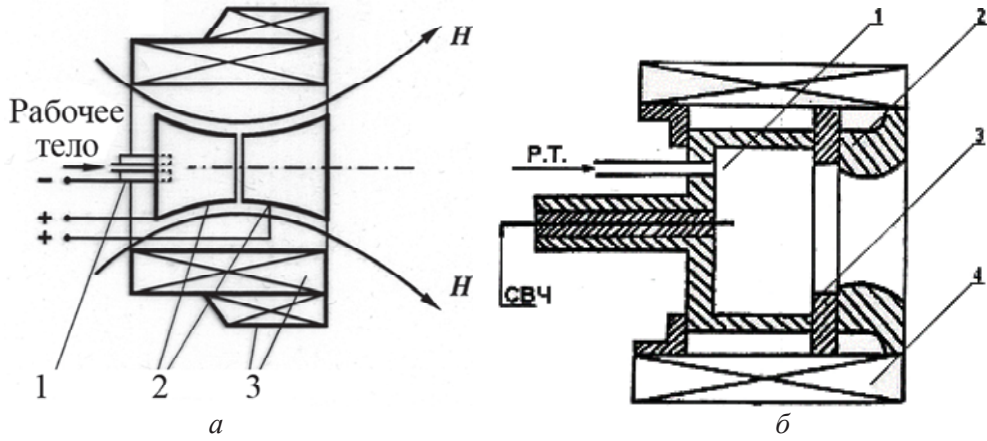


Рис. 12. Варианты ЭРД типа МПДД конструкции Ю.В. Кубарева без СВЧ (а) и с СВЧ генерацией плазмы (б):
 а) 1 – газоразрядная камера, 2 – анод, 3 – соленоид;
 б) 1 – газоразрядная камера, 2 – анод, 3 – изолятор, 4 – электромагнит

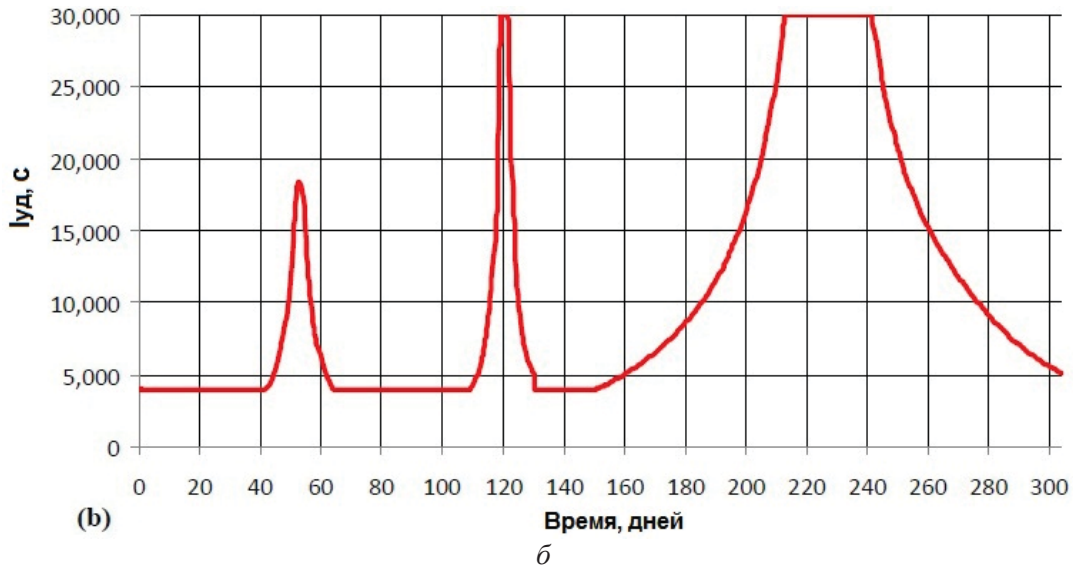
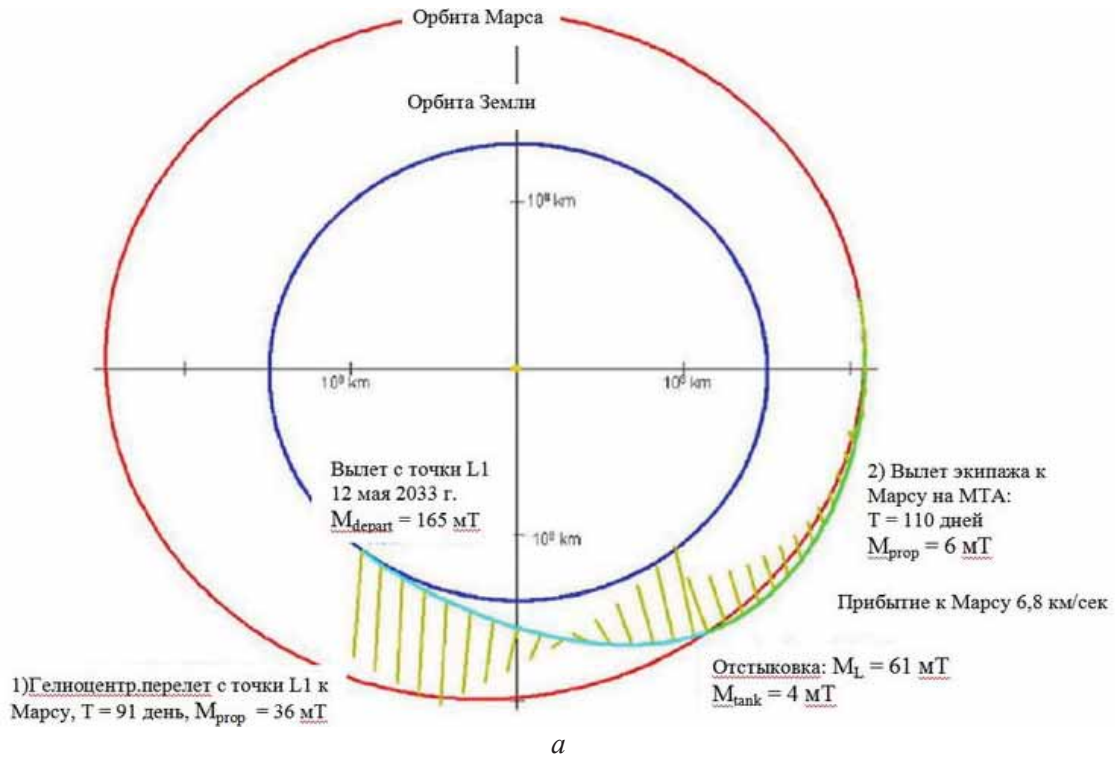


Рис. 13. Пилотируемая экспедиция на Марс с ЯЭРДУ мощностью 12 МВт и двигателями VASIMR: а - переходы по гелиоцентрическим траекториям; б- изменение удельного импульса тяги на различных стадиях полета

Для проведения подобных исследований могут быть использованы стенды для прочностных, гидравлических, газодинамических и огневых испытаний жидкостных ракетных двигателей, дооборудованные для

организации автономных испытаний узлов и агрегатов ЯЭРДУ с учетом специфики и возможностей современных измерительных систем и технологий.

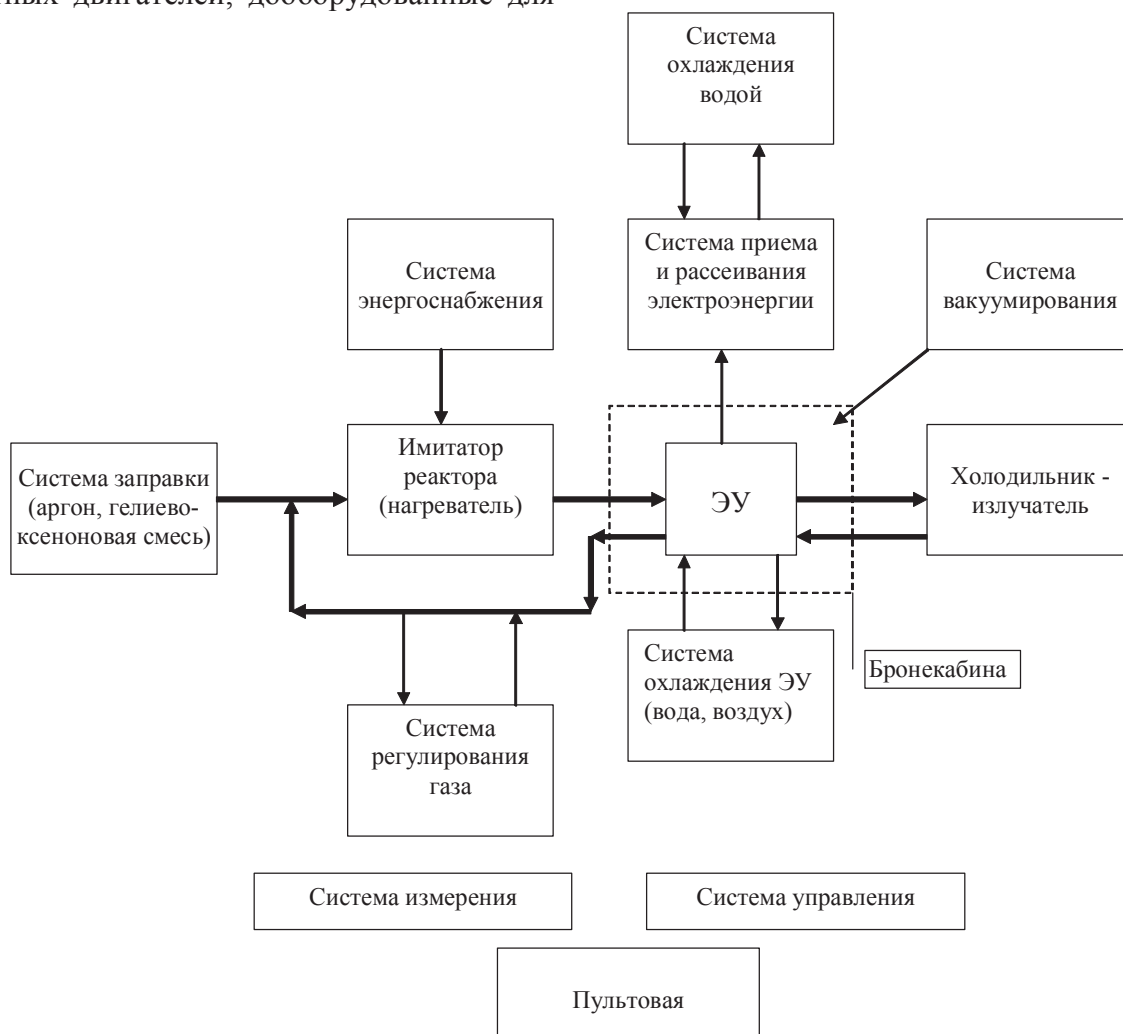


Рис. 14. Структурная схема стенда для проведения испытаний ЯЭРДУ

8. В дальнейших исследованиях будет использоваться не только натурный эксперимент, но и численные исследования на математических моделях агрегатов без проведения дорогостоящих промежуточных испытаний. Принципы построения математических моделей ЯЭРДУ с учетом опыта проектирования жидкостных ракетных двигателей в КБХА:

- единая математическая модель, описывающая запуск, переходные и стационарные режимы, выключение установки;
- построение модели по агрегатному принципу: в общую модель объединены независимые модели отдельных агрегатов и подсистем;
- моделирование нестационарных гидродинамических процессов на переходных

режимах в широком диапазоне частот (до 100-200 Гц);

- физические процессы в каждом конечном элементе описываются уравнениями движения, сохранения массы и энергии в одномерной постановке;
- модель каждого элемента имеет стандартные вектора входных и выходных параметров.

На основании проведенных проработок и исследований можно сделать следующие выводы:

1. Проработан облик и принципиальные схемы вариантов ЯЭРДУ.
2. Определены пути решения проблем создания турбокомпрессора-генератора.

3. Основным вариантом холодильника-излучателя, очевидно, должен быть выбран излучатель капельного типа.

4. Анализ существующих типов ЭРД показал оптимальность МПДД по мощности, плотности тяги, диапазону регулирования и достижимости максимальных величин удельного импульса.

5. Для экспериментальной отработки ЯЭРДУ возможно создание стендовой базы, обеспечивающей требования по экологии.

6. При создании ЯЭРДУ должно быть максимально использовано математическое и физическое моделирование с использованием суперкомпьютеров.

7. Значительный объем исследований может быть проведен на ЯЭРДУ с тепловым имитатором реактора.

8. Обсуждены некоторые вопросы возможности осуществления пилотируемой экспедиции на Марс при приемлемой продолжительности полёта.

Разработка принципиальных и конструктивных схем и эффективных технологий производства агрегатов и узлов перспективных энергодвигательных установок является одной из самых актуальных задач для дальнейшего развития космической техники и обеспечения выполнения насущных задач в Ближнем и Дальнем Космосе.

Библиографический список

1. Теория и расчет энергосиловых космических летательных аппаратов [Текст] / Л.А. Квасников, Л.А. Латышев, Н.Н. Пономарев-Степной [и др.], // - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МАИ, 2001.

2. Пилотируемая экспедиция на Марс [Текст] / под ред. А.С. Коротева. – М.: Рос-

сийская академия космонавтики им. К.Э. Циолковского, 2006. - 320 с.

3. Nob. Harada, Le Chi Kien, and M. Hishikawa Basic Studies on Closed Cycle MHD Power Generation, System for Space Application. 35th AIAA Plasmadynamics and Lasers Conference, 28 June-1 July / Portland, Oregon. AIAA 2004-2365.

4. VASIMR Human Mission to Mars. Space, Propulsion & Energy Sciences International Forum [etal]/ Andrew V. Ilin, Leonard D. Cassady, Tim W. Glover March 15-17, 2011, University of Maryland, College Park, MD.

5. James Powell, George Maise, and John Paniagua and Stanley Borowski. Compact MITEE-B: Bi-Modal Nuclear Engine for Unique New Planetary Science Missions. 38th AIAA/ASME/SAE/ ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 7-10 July 2002, Indianapolis, Indiana. AIAA 2002-3652.

6. Rubbia, C. Sub-critical Thorium reactors. / C. Rubbia - Energy 2050, Stockholm.

7. Конюхов, Г.В. Перспективные системы отвода тепла для космических энергетических установок [Текст] / Г.В. Конюхов, А.А. Коротеев. // Изв. академии наук. Энергетика. - 2004. – № 5. – С. 58 - 72.

8. Chang-Diaz, F.R. The VASIMR Rocket. J. Scientific American/ F.R. Chang-Diaz, November, 2000.

9. Кубарев, Ю.В. Полеты на Марс, электрореактивные двигатели настоящего и будущего [Текст]/ Ю.В. Кубарев // Наука и технологии в промышленности, 2006. – № 2. – С. 19–35.

PROBLEMS DEVELOPMENT OF NUCLEAR ELECTRIC PROPULSION

© 2011 A. I. Belogurov, T. Ch. Kolbaya, V. S. Rachuk

Konstruktorское Buro Khimavtomatiki, Voronezh

This article describes the analysis of the development issues of nuclear electric propulsion system for spacecraft. The options of their principal solutions are considered.

Space ship, nuclear electric propulsion.

Информация об авторах

Белогуров Альберт Иванович, кандидат технических наук, зам. главного конструктора. Конструкторское бюро химической автоматики, г. Воронеж. Тел.: (473) 234-65-13. E-mail: cadb@comch.ru. Область научных интересов: ракетные двигатели, ядерные энергетические двигательные установки.

Колбая Тимур Чичикович, кандидат технических наук, инженер-конструктор первой категории. Конструкторское бюро химической автоматики, г. Воронеж. Тел.: 8-904-214-76-06. E-mail: timur2607@rambler.ru. Область научных интересов: ракетные двигатели, системы аварийной защиты, технические средства и методы диагностирования.

Рачук Владимир Сергеевич, доктор технических наук, профессор, генеральный директор - генеральный конструктор. Конструкторское бюро химической автоматики, г. Воронеж. Заведующий кафедрой "Ракетных двигателей" Воронежского государственного технического университета. Тел.: (473) 263-36-73. E-mail: cadb@comch.ru. Область научных интересов: ракетные двигатели, ядерные энергетические двигательные установки.

Belogurov Albert Ivanovich, Candidate of technical sciences, Deputy Chief Designer of KBKhA. Phone: (473) 234-65-13. E-mail: cadb@comch.ru. Area of research: rocket engines, nuclear energy propulsion.

Kolbaya Timur Chichikovich, Candidate of technical sciences, Design Engineer of open joint-stock company KBKhA. Phone: 8-904-214-76-06. E-mail: timur2607@rambler.ru. Area of research: rocket engines, hardware and methods of diagnostics.

Rachuk Vladimir Sergeevich, Doctor of technical sciences, General Director - General Designer of open joint-stock company KBKhA, Professor of Voronezh state technical university. Phone: (473) 263-36-73. E-mail: cadb@comch.ru. Area of research: rocket engines, nuclear energy propulsion.

ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССА «ТРЕХВАЛЕНТНОГО» ХРОМИРОВАНИЯ КОНСТРУКЦИОННОЙ СТАЛИ НА ЕЁ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

©2011 Р. К. Салахова, В. В. Семенычев, В. А. Ильин

Ульяновский научно-технологический центр, филиал федерального государственного унитарного предприятия «Всероссийский институт авиационных материалов»

Представлены результаты испытаний образцов с «трёхвалентными» и стандартными хромовыми покрытиями на кратковременную прочность и малоцикловую усталость, а также результаты фрактографических исследований хромированных образцов. Методом вакуумной экстракции определено содержание водорода в покрытии Cr(III).

«Трёхвалентное» хромирование, наноразмерные частицы, предел прочности, наводороживание, малоцикловая усталость, фрактографические исследования.

Авиастроение является одной из наиболее наукоёмких отраслей машиностроения. Особые требования к надёжности авиационных конструкций привели к созданию исключительных по свойствам материалов и к разработке прогрессивных технологий, учитывающих особые условия эксплуатации авиационной и космической техники.

Повышение надёжности и ресурса деталей для изделий авиационной техники – сложная и актуальная задача. Среди разнообразных методов решения этой задачи особое место занимает осаждение износостойких электролитических покрытий. Повсеместное применение хромового покрытия в ответственных деталях гидро- и пневмоагрегатов, работающих при повышенных давлениях рабочих гидросмесей и в узлах трения-скольжения, обеспечивает повышение сроков эксплуатации деталей современной авиатехники [1]. Вместе с тем известно, что традиционное хромирование на основе шестивалентного хрома относится к высокотоксичному производству, поэтому ФГУП ВИАМ наряду с совершенствованием существующей технологии кластерного хромирования ведёт интенсивные поиски альтернативных экологически безопасных технологий. К настоящему времени в институте разработана технология «трёхвалентного» хромирования, обеспечивающая снижение класса экологической опасности процесса с 1-го на 2-й, и проведены исследования влияния хромирования в трёхвалентных электролитах на прочностные

и усталостные характеристики покрываемого материала.

Для осаждения «трёхвалентного» хромового покрытия в качестве базового электролита использовали оксалатно-сульфатный электролит с добавками наноразмерных частиц оксидов металлов Al_2O_3 или ZrO_2 (средний диаметр 40 нм, удельная поверхность до $40 \text{ м}^2/\text{г}$) и солей легирующих элементов (Mo, V), так называемый кластерный электролит на основе Cr(III). Электролиз вели без разделения анодного и катодного пространства с использованием платинированных титановых анодов.

Для проведения сравнительных испытаний также были покрыты образцы в стандартном электролите на основе хромовой кислоты. Покрытия Cr(III) и Cr(VI) толщиной 45-50 мкм осаждали на образцы из стали 30ХГСА.

При электроосаждении металлов происходит наводороживание осадка и основного металла, что снижает их механические свойства [2]. Наводороживание основы оценивали косвенным методом путём сравнения механических характеристик стали 30ХГСА до и после осаждения хромовых покрытий. Механические свойства (прочность, пластичность) образцов с различными видами хромового покрытия исследовали методом статического растяжения при температуре 20°C (испытания на кратковременную прочность). Показатели прочности (предел прочности – σ_b , предел текучести – σ_{02} , МПа) и показатели пластичности (относительное

удлинение – δ , относительное сужение – ψ , %) при различной длительности обезводороживания представлены в табл. 1. Обезводороживающий отпуск образцов после осаждения хромового покрытия проводили при температуре 230°C в течение 6; 12; 24 часов.

Анализ данных таблицы свидетельствует о том, что процесс хромирования как в стандартном электролите, так и в электролитах на основе трёхвалентных соединений хрома, практически не изменяет прочностные характеристики стали 30ХГСА: предел текучести (σ_{02}) снижается с 1170 до 1155 МПа, а временное сопротивление разрыву (σ_B) с 1270 до 1255 МПа, что составляет менее 2 %. Что касается величин относительного удлинения и относительного сужения поперечного сечения, то сравнительный анализ этих характе-

ристик показывает, что после осаждения хромового покрытия пластичность материала 30ХГСА незначительно уменьшается. При этом видно, что относительное сужение поперечного сечения снижается в меньшей степени, чем относительное удлинение: с 56 до 49 % – для стандартного хромового покрытия и с 56 до 53 % – для «трёхвалентного» хромового покрытия, а относительное удлинение с 13 до 11 % независимо от вида хромового покрытия. Следует также подчеркнуть, что длительность обезводороживания образцов после осаждения хромовых покрытий и легирование «трёхвалентных» хромовых покрытий молибденом и ванадием не оказывает влияния на механические свойства стали 30ХГСА.

Таблица 1. Результаты испытаний образцов на кратковременную прочность

Вид хромового покрытия	Время обезводороживания, ч	Предел текучести σ_{02} , МПа	Предел прочности σ_B , МПа	Относительное удлинение δ , %	Относительное сужение ψ , %
Без покрытия	-	1170	1270	13,0	56,0
Стандартное покрытие Cr (VI)	6	1160	1260	11,0	50,0
	12	1155	1260	11,0	49,0
	24	1150	1260	10,0	51,0
Кластерное покрытие Cr (III)	6	1150	1250	10,0	55,0
	12	1150	1250	12,0	54,0
	24	1160	1260	11,0	54,0
Кластерное покрытие Cr(III) + Mo + V	6	1150	1250	11,0	55,0
	12	1160	1260	12,0	53,0
	24	1160	1260	10,0	53,0

Как было отмечено выше, в процессе электроосаждения происходит наводороживание не только основы, но и покрытия. Водород, включающийся в электролитические осадки, в значительной степени определяет их физико-механические свойства, такие как уровень внутренних напряжений, степень пластичности осадка и триботехнические характеристики. Водород в «трёхвалентных» покрытиях определяли методом вакуумной экстракции при температуре 400°C и остаточном давлении $6,65 \cdot 10^{-4}$ Па. С целью ис-

ключения наводороживания основы хромовое покрытие осаждали на медную ленту, так как в медь водород не диффундирует [3]. Результаты по исследованию содержания водорода в покрытиях Cr(III) в зависимости от состава оксалатно-сульфатного электролита и катодной плотности тока представлены в табл. 2.

Необходимо подчеркнуть, что методом вакуумной экстракции при 400°C определяется только диффузионно-подвижный водород, адсорбирующийся в объёме осадка и

вызывающий первичное наводороживание. Прочно связанный водород (вторичное наводороживание), находящийся в покрытии в виде водородсодержащих соединений типа гидридов хрома, не может быть определён этим методом, так как разорвать энергию связи Cr–H (314 кДж/моль) данным способом невозможно [4]. Из данных табл. 2 видно, что увеличение плотности тока практически не влияет на содержание водорода в покрытиях. Следовательно, водород, выделяющийся на катоде при совместном разряде ионов хрома и ионов водорода, участвует в основном в процессе вторичного наводороживания, т.е. является прочно связанным.

Как показали исследования, проведение обезводороживания после осаждения покры-

тия снижает содержание водорода в осадках Cr(III) на 25-30 %, что является результатом десорбции подвижного водорода из слоёв осаждённого осадка. Введение в оксалатно-сульфатный электролит хромирования наноразмерных частиц ZrO₂ приводит к некоторому снижению содержания водорода в покрытии, что, вероятнее всего, связано с изменением кинетики восстановления водорода на катоде (водород выделяется с большим перенапряжением). Напротив, при добавлении в электролит соединений Mo и V наблюдается некоторое увеличение количества водорода в «трёхвалентном» хромовом покрытии, при этом зависимости содержания H₂ в покрытии от концентрации молибдата натрия в электролите не замечено.

Таблица 2. Содержание водорода в покрытиях Cr(III)

№ Обр.	Содержание добавок в электролите на основе Cr (III)			Обезводороживание (230 °С, 3 часа)	Катодная плотность тока, А/дм ²	Содержание водорода H ₂ , см ³ /г
	ZrO ₂ , г/л	Молибдат натрия, г/л	Ванадат натрия, г/л			
1	-	-	-	-	30	16,7
2	-	-	-	-	40	19,3
3	-	-	-	-	50	22,2
4	-	-	-	+	40	12,6
5	7,5	-	-	-	30	15,7
6	7,5	-	-	-	40	15,8
7	7,5	-	-	-	50	19,3
8	7,5	-	-	+	40	12,3
9	7,5	5,0	2	-	40	20,0
10	7,5	7,5	2	-	40	22,0
11	7,5	10,0	2	-	40	21,3
12	7,5	7,5	2	+	40	15,1

Факт повышения содержания водорода при легировании хромового покрытия молибденом и ванадием можно объяснить тем, что в данном случае вышеуказанным методом определяется не только «первичный» водород, а, по-видимому, и часть «вторичного» водорода. Энергия связи водорода в гидридах молибдена ниже энергии связи Cr – H и поэтому появляется возможность её разрыва в условиях вакуумной экстракции, что приводит к десорбции дополнительной порции водорода.

Хромирование относится к гальваническому процессу, который наиболее сильно снижает усталостную прочность деталей. В

зависимости от режимов хромирования и отпуска, а также условий испытания выносливость деталей может снижаться от 30 до 70 % по сравнению с их выносливостью без покрытий [5]. Уменьшение долговечности хромированных деталей является результатом остаточных растягивающих напряжений, возникающих в слое электролитического хрома [6].

Сравнительные испытания на малоцикловую усталость (МЦУ) образцов без покрытия (сталь 30ХГСА) и образцов с хромовыми покрытиями на основе соединений Cr(III) и Cr(VI) проводили при максималь-

ном напряжении $\sigma_{\max} = 785$ МПа, коэффициенте асимметрии $R = 0,1$, частоте $\nu = 10$ Гц. Все образцы после осаждения хромового покрытия подвергали обезводороживанию при температуре 230°C в течение 6 часов. Образцы без покрытия после 250000 циклов нагружения сняты без разрушения, что характерно для данной марки стали при вышеуказанных условиях испытаний.


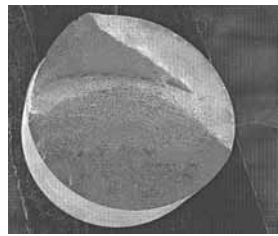
Результаты испытаний на МЦУ образцов с хромовыми покрытиями представлены в табл. 3.

Как видно из данных таблицы, долговечность образцов с покрытием Cr(III), осаждённым в электролите с добавками наночастицами ZrO_2 и солями молибдена и ванадия

легирующих элементов (Mo, V), сопоставима с долговечностью образцов, хромированных в стандартном электролите. Результаты фрактографических исследований, проведённых методом сканирующей электронной микроскопии на оборудовании фирмы «JEOL», показали, что характер разрушения образцов с покрытиями Cr(III) и Cr(VI) имеет существенное различие, обусловленное их структурными особенностями.

Для покрытий Cr(VI) характерно многоочаговое веерообразное разрушение по всему периметру образца с формированием мелких плато. На рис. 1 представлена очаговая зона излома образца со стандартным хромовым покрытием.

Таблица 3. Малоцикловая усталость образцов после хромирования

Вид хромового покрытия	Количество циклов до разрушения	Общий вид изломов, x10
Стандартное покрытие Cr(VI)	48600	
Покрытие Cr(III), полученное в электролите с наночастицами ZrO_2 и солями молибдена и ванадия	48200	

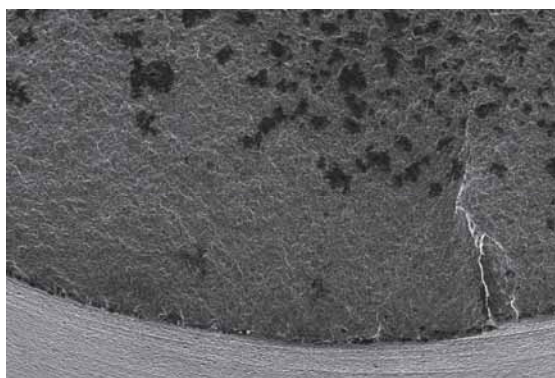


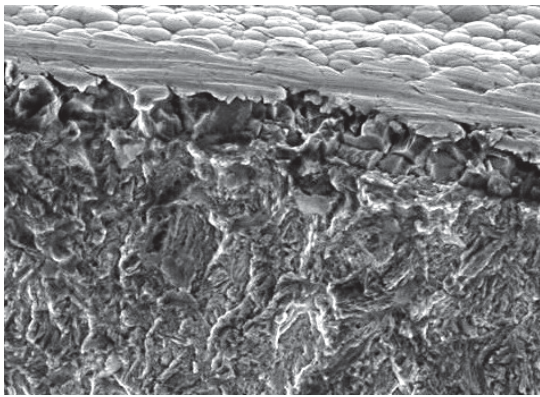
Рис. 1. Макростроение излома образца с покрытием Cr(VI), x50

Зарождение усталостных трещин начинается на границе раздела «покрытие-металл» и их развитие происходит в направ-

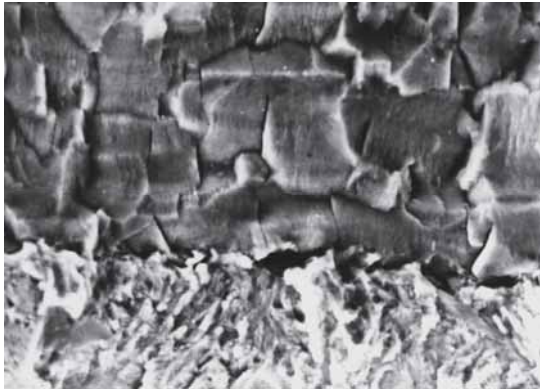
лении основного металла. Очаги усталостного разрушения показаны на рис. 2.

На поверхности стандартного хромового покрытия обнаружена сетка микротрещин, которая при нагружении образцов приводит к хрупкому межзёрённому разрушению покрытия (рис. 3, 4).

Фрактографический анализ изломов разрушенных образцов с «трёхвалентным» хромовым покрытием показал, что на поверхности этих изломов в отличие от изломов образцов с покрытием Cr(VI) наблюдается один очаг усталостной трещины, зарождение которой начинается также на границе раздела «покрытие-подложка» (рис. 5, 6).



a



б

Рис.2. Развитие усталостных трещин на образцах со стандартным хромовым покрытием: а – x 1000; б – x 2500

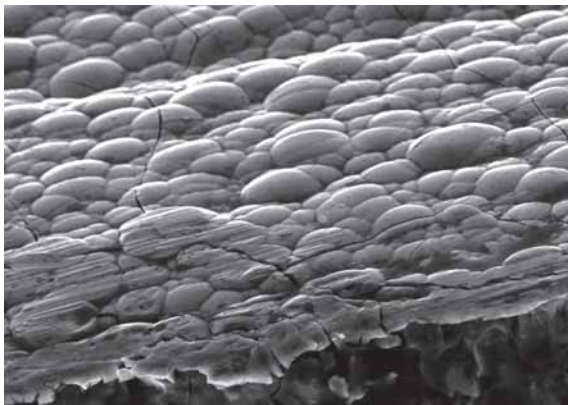


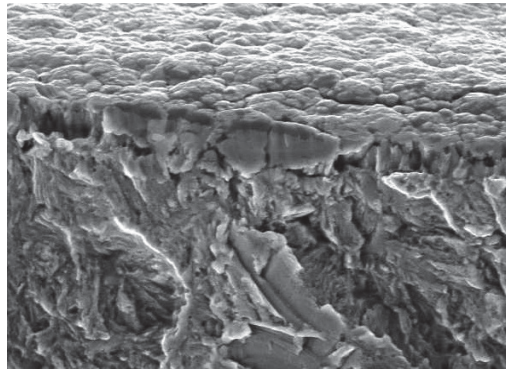
Рис.3. Трещины в стандартном хромовом покрытии, x1000



Рис.4. Межзёрное разрушение стандартного хромового покрытия, x2000

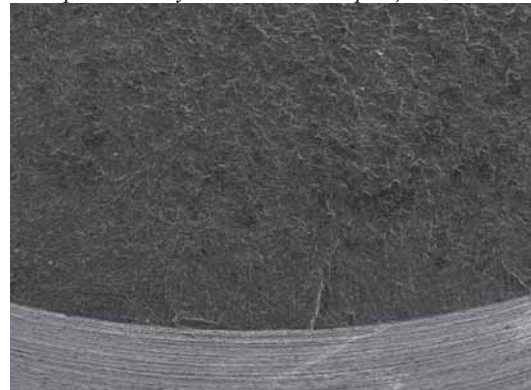


a

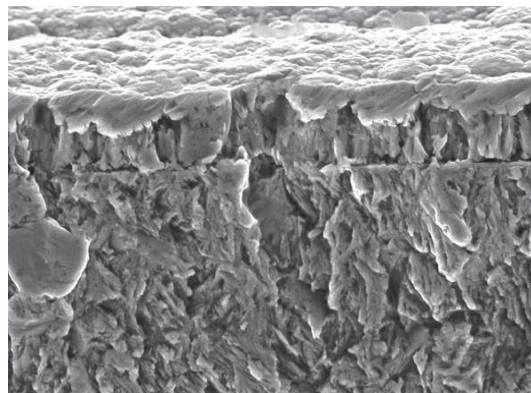


б

Рис.5. Изломы образцов с кластерным «трёхвалентным» покрытием: а – макростроение излома, x50; б – развитие усталостной трещины, x1000



a



б

Рис. 6. Изломы образцов с кластерным «трёхвалентным» покрытием, легированным молибденом и ванадием: а – макростроение излома, x50; б – развитие усталостной трещины, x1000

Как видно из фотографий, легирование «трёхвалентного» хромового покрытия молибденом и ванадием не изменяет характер разрушения образцов, а, как отмечалось выше, снимает остаточные внутренние напряжения в покрытии, что исключает его растрескивание. Межзёрного разрушения «трёхвалентных» покрытий не обнаружено, что объясняется аморфным строением осадков хрома (III).

Таким образом, результаты испытаний на кратковременную прочность свидетельствуют о том, что процесс хромирования в электролитах, содержащих трёхвалентные соли хрома, добавки наноразмерных частиц оксида циркония и соединения легирующих элементов молибдена и ванадия, не вызывает водородного охрупчивания стали 30ХГСА. Методом вакуумной экстракции установлено, что проведение обезводоряющего отпуска после осаждения покрытия снижает содержание водорода в осадках Cr(III) на 25...30 %, что является результатом десорбции подвижного водорода из слоёв осажденного осадка. Испытания на малоцикловую усталость показали, что долговечность образцов с покрытием Cr(III), осаждённым в оксалатно-сульфатном электролите с наночастицами оксида циркония и легированного молибденом и ванадием, не уступает долговечности образцов со стандартным хромовым покрытием.

Библиографический список

1. Михайлов, А.А. Обработка деталей с гальваническими покрытиями [Текст] / А.А. Михайлов - М.: Машиностроение, 1981. - С.3-5.
2. О механизме электрохимического наводороживания металлов и сплавов [Текст] / Ю.Н. Шалимов, Е.Л. Харченко, Ю.В. Литвинов Ю.В. [и др.] // Водородная энергетика и транспорт. Конструкционные материалы, 2007. - С. 91-97.
3. Содержание водорода в хромовых и многослойных покрытиях никель-хром, осаждаемых периодическим током [Текст] / А.А. Едигарян, Е.Н. Лубнин, Б.Ф. Ляхов [и др.] // Защита металлов, 2003. -Т. 39. -№ 5. - С. 453-459.
4. Спиридонов, Б.А. Водород в гальваническом хроме и сплаве хром-кобальт [Текст] / Б.А. Спиридонов, А.А. Гуляев // Второй международный симпозиум «Безопасность и экономика водородного транспорта», IFS-SENT-2003. - С.81-82.
5. Молчанов, В.Ф. Восстановление и упрочнение деталей автомобилей хромированием [Текст] / В.Ф. Молчанов - М.: Транспорт, 1981. - 174 с.
6. Ковенский, И.М. Металловедение покрытий [Текст] / И.М. Ковенский, В.В. Поветкин - М.: СП Интермет Инжиниринг, 1999. - С. 44-53.

EFFECT OF "TRIVALENT" CHROME PLATING STRUCTURAL STEEL ON ITS PERFORMANCE

©2011 R. K. Salakhova, V. V. Semionychyev, V. A. Ilyin

Ulianovsk science & technology center branch of the federal state unitary enterprise
«All-russian institute of aviation materials»

Results of tests on short-term strength and low-cycle fatigue specimens with "trivalent" and standard chrome, the results of fractographic researches chrome samples are represented. By vacuum extraction determined content of the hydrogen in the Cr(III) coating.

«Trivalent» chrome plating, nanoparticles, hydrogenation, low-cycle fatigue, fractographic researches.

Информация об авторах

Салахова Розалия Кабировна, начальник сектора Ульяновского научно-технологического центра филиала федерального государственного унитарного предприятия «Всероссийский институт авиационных материалов. Тел.: (8422) 52-04-98; (906) 394-90-32. E-mail: lab2viam@mail.ru. Область научных интересов: физическая химия, материаловедение, авиастроение.

Семёнычев Валентин Владимирович, кандидат технических наук, начальник лаборатории Ульяновского научно-технологического центра филиала федерального государственного унитарного предприятия «Всероссийский институт авиационных материалов. Тел.: (8422) 52-04-98; (903) 339-17-52. E-mail: lab2viam@mail.ru. Область научных интересов: технологии осаждения защитных и функциональных покрытий.

Ильин Вячеслав Александрович, кандидат технических наук, начальник Ульяновского научно-технологического центра филиала федерального государственного унитарного предприятия «Всероссийский институт авиационных материалов. Тел.: (8422) 52-45-22. E-mail: viam@mv.ru. Область научных интересов: технологии осаждения пиролитических покрытий.

Salakhova Rozalia Kabirovna, chief of sector of Ulianovsk science & technology center branch of the federal state unitary enterprise «All-russian institute of aviation materials». Phone: (8422) 52-04-98; (906) 394-90-32. E-mail: lab2viam@mail.ru. Area of research: physical chemistry, materials, aircraft construction.

Semyonichev Valentin Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, chief of laboratory of Ulianovsk science & technology center branch of the federal state unitary enterprise «All-russian institute of aviation materials». Phone: (8422) 52-04-98; (903) 339-17-52. E-mail: lab2viam@mail.ru. Area of research: technology deposition of protective and functional coatings.

Ilyin Viacheslav Alexandrovich, Candidate of Technical Sciences, chief of the center of Ulianovsk science & technology center branch of the federal state unitary enterprise «All-russian institute of aviation materials». Phone: (8422) 52-45-22. E-mail: viam@mv.ru. Area of research: technology pyrolytic deposition of coatings.

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ХРОМОВЫХ ПОКРЫТИЙ, СФОРМИРОВАННЫХ В ТРЁХВАЛЕНТНЫХ ЭЛЕКТРОЛИТАХ В ПРИСУТСТВИИ НАНОРАЗМЕРНЫХ ЧАСТИЦ ОКСИДОВ МЕТАЛЛОВ

© 2011 Р. К. Салахова, В. В. Семенычев

Ульяновский научно-технологический центр, филиал федерального государственного
унитарного предприятия «Всероссийский институт авиационных материалов»

Представлены результаты триботехнических испытаний «трёхвалентных» хромовых покрытий различной микротвёрдости в условиях сухого торцевого трения. Исследовано влияние наночастиц оксидов металлов (Al_2O_3 , ZrO_2), солей молибдена и ванадия, добавленных в оксалатно-сульфатный электролит хромирования на износостойкость и антифрикционные свойства покрытий Cr(III).

«Трёхвалентное» хромирование, наноразмерные частицы, легирующие добавки, триботехнические характеристики, микротвёрдость.

Повышение износостойкости и антифрикционных свойств деталей машин и механизмов путём нанесения электрохимических покрытий общеизвестно и с давних пор находит широкое применение в различных отраслях машиностроения. Известно, что высокой эффективностью с триботехнической точки зрения обладают хромовые покрытия. Это обусловлено такими уникальными свойствами хрома как твёрдость, повышенное сопротивление износу и присущая ему способность к «антисхватываемости» в контакте с другими металлами.

Исполняя требования охраны окружающей среды, ФГУП ВИАМ проводит работы по снижению экологической нагрузки технологических процессов электроосаждения покрытий. В настоящее время в рамках кластерной гальваники разработан процесс «трёхвалентного» хромирования как альтернатива стандартному хромированию в токсичных электролитах на основе шестивалентных соединений хрома, обеспечивающий снижение класса экологической опасности процесса с 1-го на 2-й.

Для осаждения «трёхвалентного» хромового покрытия в качестве базового электролита использовали оксалатно-сульфатный электролит, в который были введены добавки наноразмерных частиц оксидов металлов Al_2O_3 или ZrO_2 (средний диаметр 40 нм, удельная поверхность до $40 \text{ м}^2/\text{г}$) и солей легирующих элементов (Mo, V). Электролиз вели без разделения анодного и ка-

тодного пространства с использованием платинированных титановых анодов. Хромовое покрытие толщиной 45-50 мкм осаждали на образцы из стали 30ХГСА.

Так как основным физико-механическим свойством, определяющим стойкость хромовых покрытий к изнашиванию, является их микротвёрдость, были проведены исследования зависимости величины микротвёрдости «трёхвалентных» хромовых покрытий от режимов их осаждения и изучено влияние наночастиц, введённых в оксалатно-сульфатный электролит, на этот параметр покрытия.

Существует единая точка зрения, что повышенная микротвёрдость гальванических покрытий обусловлена особенностями микроструктуры и фазового состава покрытий [1; 2]. Высокая микротвёрдость кристаллических осадков, сформированных в стандартных электролитах на основе шестивалентного хрома, объясняется мелкозернистой структурой и особенностями кристаллизации его на катоде. Кристаллизация хрома, полученного в традиционных электролитах Cr(VI), связана с переходом метастабильной гексагональной модификации хрома в устойчивую кубическую модификацию, что приводит к искажению кристаллической решётки и наклёпу кристаллов. Микротвёрдость хромового покрытия, осаждённого в электролитах на основе солей трёхвалентного хрома, определяется степенью аморфизации покрытия и количеством включений при

электролизе в структуру осадка посторонних частиц различной природы (атомов примесей оксидно-гидроксидных соединений, гидридов, карбидов хрома и др.) [3].

На рис. 1 представлены гистограммы микротвёрдости хромовых покрытий, сформированных в стандартном электролите на основе хромовой кислоты, и в трёхвалентном электролите на основе сульфата хрома с наночастицами и без них при оптимальных режимах осаждения [4].

Как видно из рис. 1, микротвёрдость «трёхвалентных» покрытий существенно выше микротвёрдости стандартного хрома и эта разница достигает 35...40 %. Это обстоятельство можно объяснить аморфным строением покрытий Cr(III) и включением в катодный осадок интерметаллидов и карбидов хрома, а также основных соединений (Cr_2O_3 , $\text{Cr}(\text{OH})_3$), повышающих содержание

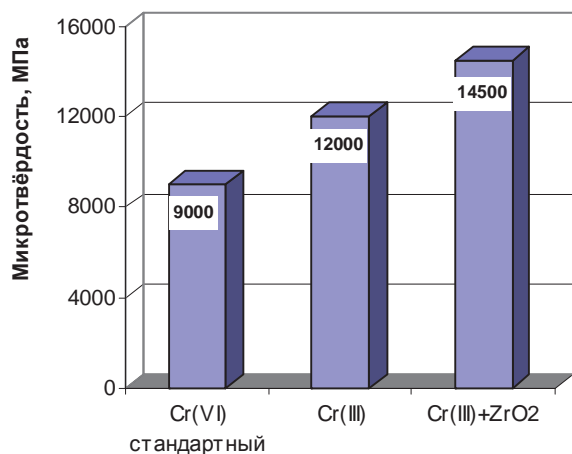


Рис. 1. Микротвёрдость хромовых покрытий

кислорода в покрытиях [5]. Следует заметить, что хромирование в кластерном трёхвалентном электролите обеспечивает осаждение покрытий с микротвёрдостью, превышающей эту характеристику для покрытий, полученных в электролите без добавок нанопорошка, в 1,2 раза. Возможно при электроосаждении хрома в присутствии наночастиц происходит упрочнение аморфной матрицы вследствие образования нанокристаллической структуры покрытия. Легирование кластерного хромового покрытия молибденом и ванадием практически не изменяет величину микротвёрдости.

Характер зависимости микротвёрдости хромовых покрытий, полученных в трёхва-

лентных электролитах, от плотности тока представлен на рис. 2.

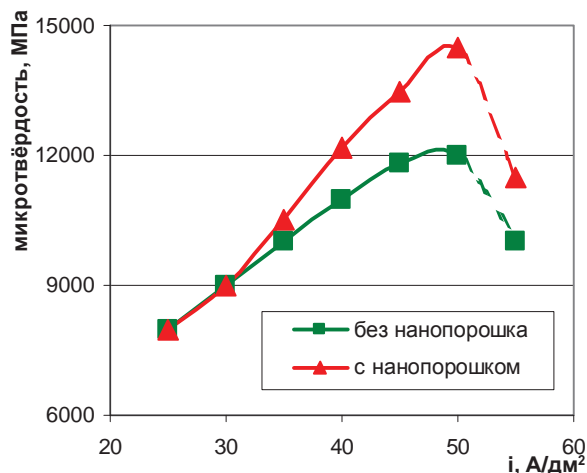


Рис. 2. Зависимость микротвёрдости покрытия от плотности тока (температура электролита 45°C, pH электролита 1,5, концентрация ZrO_2 7,5 г/л)

Как видно из графика, кривые зависимости микротвёрдости покрытия от плотности тока имеют максимумы при плотности тока 50 А/дм². При этом значение микротвёрдости хромовых осадков, полученных в кластерных трёхвалентных электролитах, достигает в точке экстремума величины 14700 МПа, тогда как максимальное значение микротвёрдости хромового покрытия, осаждённого в электролите без наночастиц, не превышает 12000 МПа. Следует заметить, что для покрытий с максимальной твёрдостью характерно отсутствие блеска, причём при толщинах покрытия более 30 мкм увеличивается их шероховатость вследствие образования на поверхности осадков сфероидов. Покрытия наилучшего качества для кластерного электролита Cr(III) соответствуют значению микротвёрдости 11000-12500 МПа, для электролита без добавок наночастиц – 9000-10000 МПа. При плотности тока > 50 А/дм² микротвёрдость покрытий уменьшается и наблюдается переход в область некачественных по внешнему виду покрытий (на графике обозначено пунктиром).

Испытания на трение-износ пары «хром–сталь 30ХГСА» проводили на машине И-47 в условиях сухого торцового трения, которые, как правило, моделируют работу узла типа диск-палец и эти условия применительно к хромовым покрытиям можно рассматривать как достаточно жёсткие (площадь контакта 2,5 см², среда – воздух,

осевая нагрузка $P_{oc} = 280$ Н, скорость скольжения 250 м/с, длительность испытаний составила 60 мин). Износостойкость хромового покрытия, осаждённого в электролите на основе трёхвалентного хрома, сравнивали с износостойкостью стандартного хрома. Также было исследовано влияние добавок в «трёхвалентный» электролит наночастиц оксидов металлов (Al_2O_3 , ZrO_2) и солей молибдена и ванадия на износ и коэффициент трения покрытий Cr(III).

В табл. 1 представлены значения триботехнических характеристик «трёхвалентных» хромовых покрытий (износ, коэффициент трения) при микротвёрдости 8500-9000 МПа и 11000-11500 МПа. Данные по

износостойкости покрытия Cr(III) максимальной твёрдости 14000-14500 МПа не приводятся, так как они характеризуются нестабильным моментом трения, который изменяется в диапазоне от 16 кг·см до 26 кг·см, что объясняется морфологией полученных покрытий. На рис. 3 показана топография поверхности «трёхвалентных» хромовых покрытий с величиной микротвёрдости 14000-14500 МПа и 11000-11500 МПа, полученных в электролите с наночастицами ZrO_2 и солями молибдена и ванадия, из которого видно, что нестабильный момент трения образцов с максимальной микротвёрдостью обусловлен наличием на поверхности крупных сфероидов.

Таблица 1. Результаты испытаний на трение-износ

Вид хромового покрытия (пара трения хром- сталь 30ХГСА)	Микротвёрдость, МПа					
	8500-9000			11000-11500		
	Износ, мкм		Коэфф. трения	Износ, мкм		Коэфф. трения
покр.	контртело	покр.		контртело		
Cr(III)	30	50	0,58	15	40	0,60
Cr(III) + Al_2O_3	25	35	0,58	10	35	0,56
Cr(III) + ZrO_2	15	35	0,56	6	35	0,56
Cr(III) + ZrO_2 + Mo + V	10	30	0,55	5	20	0,56

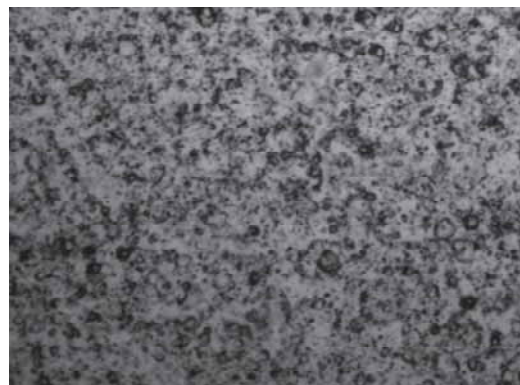
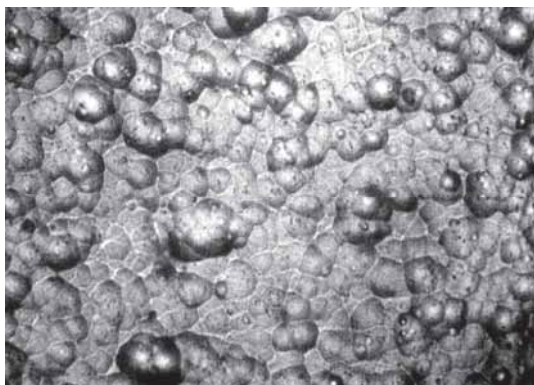


Рис.3. Топография поверхности хромовых покрытий, $\times 400$:
 а – с микротвёрдостью 14000-14500 МПа;
 б – с микротвёрдостью 11000-11500 МПа

Анализ результатов, приведённых в таблице, позволяет сделать вывод о том, что износ испытанных покрытий с микротвёрдостью 11000-11500 МПа в 2 раза меньше износа покрытий с микротвёрдостью 8500-9000 МПа, при этом износ контртела (сталь 30ХГСА) и коэффициенты трения мало зависят от величины микротвёрдости покры-

тий в исследуемом диапазоне. Если сравнивать износостойкость «трёхвалентных» покрытий, полученных в различных электролитах, то следует отметить максимальные величины износа контртела и покрытия осаждённого в электролите без наночастиц. Кластерные покрытия, т.е. покрытия, полученные в присутствии наночастиц, обладают

заметно большей (20-50 %) износостойкостью. Причём у покрытий, полученных в электролитах с наночастицами ZrO_2 , износ меньше в 1,5 раза по сравнению с покрытиями, осаждёнными в электролитах с наночастицами Al_2O_3 . Наибольшую износостойкость показали покрытия Cr(III), полученные в присутствии наночастиц ZrO_2 и солей легирующих элементов (Mo, V), их износ в 3 раза меньше, чем покрытий Cr(III), полу-

ченных в электролитах без наночастиц. Так же результаты эксперимента свидетельствуют о том, что минимальные значения износа контртела, т.е. стали 30ХГСА, получены при испытании стали в контакте с покрытием Cr(III) + ZrO_2 + Mo + V. Стандартное хромовое покрытие Cr(VI) характеризуется следующими значениями: износ покрытия – 9 мкм, износ контртела – 35 мкм, коэффициент трения 0,61.

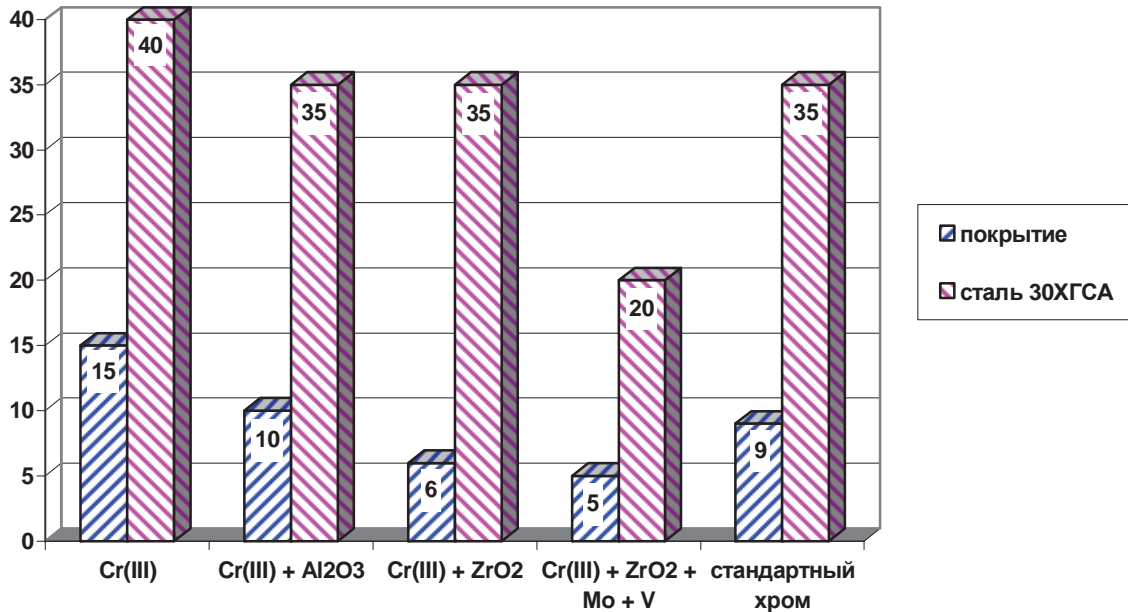


Рис.4. Износ хромовых покрытий и стали 30ХГСА, работающих в паре при сухом торцовом трении

В качестве графической интерпретации результатов испытаний на трение-износ на рис.4 приведены монограммы износа различных «трёхвалентных» хромовых покрытий в сравнении с износом стандартного хромового покрытия, а также износ контртела (стали 30ХГСА), работающего в паре с этими покрытиями.

Таким образом, по триботехническим характеристикам кластерное «трёхвалентное» хромовое покрытие имеет конкурентное преимущество перед традиционными хромовыми покрытиями, осаждёнными в стандартных электролитах.

Библиографический список

1. Электроосаждение толстых твердых хромовых покрытий из электролитов на основе трёхвалентного хрома [Текст] / О.Е. Азарко, В.В. Кузнецов, С.Р. Шахамайер [и

др.] // Гальванотехника и обработка поверхности, – 1997. -Т.5. -№4. - С. 26-27.

2. Богорад, Л.Я. Хромирование [Текст] / Л.Я. Богорад. – Л.: Машиностроение, 1984. - С. 8-21.

3. Ковенский, И.М. Металловедение покрытий [Текст] / И.М. Ковенский, В.В. Поветкин - М.: СП Интермет Инжиниринг, 1999. - С. 44-53.

4. Салахова, Р.К. Хромирование в электролите, содержащем соли трехвалентного хрома и нанопорошки как альтернатива хромированию из стандартных электролитов [Текст] / Р.К. Салахова // Изв. Самар. науч. центра РАН. Спец. выпуск. 2008: Т.1. - С. 77-82.

5. Лубнин, Е.Н. Рентгеновская фотоэлектронная спектроскопия слоёв хрома, электроосаждённых из оксалатно-сульфатных растворов [Текст] / Е.Н. Лубнин, А.А. Едигарян, Ю.М. Полукаров // Защита металлов, 2000. - Т. 36, - №4. - С. 339-343.

WEAR RESISTANCE OF CHROMIUM COATINGS, FORMED IN TRIVALENT ELECTROLYTES AT PRESENCE OF NANOSIZED PARTICLES OF METAL OXIDES

© 2011 R. K. Salakhova, V. V. Semionychev

Ulianovsk science & technology center branch of the federal state unitary enterprise
«All-russian institute of aviation materials »

Results of tribotesting "trivalent" chromium coatings with different microhardness in a dry mechanical friction are represented. The influence of metal oxides nanoparticles (Al_2O_3 , ZrO_2), salts of molybdenum & vanadium, added to the oxalate-sulfate electrolyte chromium on wear and friction properties of coatings are investigated.

«Trivalent» chrome plating, nanoparticles dopant, tribotechnical characteristics, microhardness.

Информация об авторах

Салахова Розалия Кабировна, начальник сектора Ульяновского научно-технологического центра филиала федерального государственного унитарного предприятия «Всероссийский институт авиационных материалов». г. Ульяновск, ул. Врача Михайлова, 34. Тел.: 8 (8422) 52-04-98; +7 (906) 394-90-32. E-mail: lab2viam@mail.ru. Область научных интересов: физическая химия, материаловедение, авиастроение.

Семёнычев Валентин Владимирович, кандидат технических наук, начальник лаборатории Ульяновского научно-технологического центра филиала федерального государственного унитарного предприятия «Всероссийский институт авиационных материалов». г. Ульяновск, ул. Врача Михайлова, 34. Тел.: 8 (8422) 52-04-98; +7 (903) 339-17-52. E-mail: lab2viam@mail.ru. Область научных интересов: физическая химия, материаловедение, авиастроение. Область научных интересов: технологии осаждения защитных и функциональных покрытий.

Salakhova Rozalia Kabirovna, chief of sector USTC branch FSUE «AIAM», Ulianovsk, Vrachа Mikhailova str., 34. Tel. 8 (8422) 52-04-98; +7 (906) 394-90-32. E-mail: lab2viam@mail.ru
Area of research: physical chemistry, materiology, aircraft construction.

Semyonichev Valentin Vladimirovich, candidate of technical science, chief of laboratory USTC branch FSUE «AIAM», Ulianovsk, Vrachа Mikhailova str., 34. Tel. 8 (8422) 52-04-98; +7 (903) 339-17-52. E-mail: lab2viam@mail.ru Area of research: technology deposition of protective and functional coatings.

ДИАГНОСТИКА МАТЕРИАЛОВ КОНСТРУКЦИЙ НА РАННИХ СТАДИЯХ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ И ОЦЕНКА НДС МАТЕРИАЛА КОНСТРУКЦИЙ МЕТОДАМИ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ

© 2011 В. В. Мишакин, Н. В. Данилова, К. В. Курашкин, В. А. Ключников, А. В. Гончар

Нижегородский филиал Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

В статье представлены результаты исследования конструкционных сталей акустическим, оптическим, вихретоковым и магнитным методами НК. Предложены способы оценки степени деградации материалов на ранних стадиях усталостного разрушения и определения напряженного материала.

Неразрушающий контроль, поврежденность, акустические параметры, микропластическая деформация, усталостное разрушение, напряженное состояние.

Развитие неразрушающих методов оценки состояния материалов является актуальной задачей.

Одним из самых опасных видов разрушения является усталостное. Так, из акта технического расследования причин аварии, произошедшей 17 августа 2009 года на Саяно-Шушенской ГЭС, по результатам комплексных исследований выявлено, что основной причиной аварии, а именно разрушения шпилек, является развитие усталостных повреждений [1]. В общем случае процесс усталости связан с накоплением и взаимодействием дефектов кристаллической решётки (вакансий, междоузельных атомов, дислокаций и дисклинаций, двойников, границ зёрен и т.д.) и, как следствие этого, с образованием и развитием трещин. Период накопления рассеянной микроповрежденности составляет более 80% от общей долговечности материала [2]. Важную роль при усталостном разрушении металлов играют процессы деформирования на уровне зерна и формирования полос скольжения. Микропластические деформации в начале процесса разрушения локализуются в так называемых “слабых” зонах материала, сравнимых с размером зерна [3]. Главными носителями пластической деформации при циклическом нагружении являются устойчивые полосы скольжения [2], в которых, как правило, и происходит зарождение микротрещин [3].

Структурные изменения в процессе усталостного разрушения приводят к изменению физических свойств, что позволяет использовать методы неразрушающего контроля для диагностики состояния кон-

рукций, эксплуатирующихся в условиях циклических нагрузок.

Проведённые ранее исследования [4] показали, что акустическим методом можно обнаружить деградацию структуры материала на ранних стадиях разрушения, задолго до образования макротрещины.

Изменение электросопротивления и магнитных характеристик при накоплении рассеянной микроповрежденности позволяет использовать токовихревой метод для оценки состояния циклически нагружаемого материала.

Непосредственно наблюдать процесс развития микропластических деформаций и формирование полос скольжения можно оптическим методом. Данный метод даёт возможность определять не только фазовый состав и размер зерна, но и контролировать другие характеристики, например величину микропластической деформации.

Важной задачей неразрушающего контроля является определение напряжённо-деформированного состояния (НДС) материала конструкций. В настоящей работе рассматривается проблема оценки остаточных механических напряжений в сварных соединениях труб с помощью ультразвукового и магнитного методов. Известно, что высокий уровень действующих механических напряжений является важным условием разрушения трубопроводов.

Одним из основных параметров ультразвукового эхо-метода является скорость упругих волн. При одностороннем доступе к конструкции, когда неизвестна длина акустического пути, целесообразно измерять соотношения скоростей или времён распро-

странения поперечных и продольных волн, а также производные от них величины. В настоящей работе в качестве диагностических параметров, определяемых акустическим эхо-методом, использовались коэффициенты Пуассона, измеренные вдоль и поперек направления проката:

$$v_{31} = \frac{0,5 - (V_1/V_3)^2}{1 - (V_1/V_3)^2} = \frac{0,5 - (t_3/t_1)^2}{1 - (t_3/t_1)^2},$$

$$v_{32} = \frac{0,5 - (V_2/V_3)^2}{1 - (V_2/V_3)^2} = \frac{0,5 - (t_3/t_2)^2}{1 - (t_3/t_2)^2}, \quad (1)$$

а также параметр акустической анизотропии

$$A = \frac{2(V_1 - V_2)}{V_1 + V_2} = \frac{2(t_2 - t_1)}{t_1 + t_2}, \quad (2)$$

где V_1 и V_2 – скорости, а t_1 и t_2 – времена распространения поперечных волн, поляризованных вдоль соответствующих осей ортотропного материала, V_3 и t_3 – скорость и время распространения продольной волны. Направление распространения упругих волн перпендикулярно плоскости проката материала.

Параметр акустической анизотропии зависит, в первую очередь, от кристаллографической текстуры [5] и, в гораздо меньшей степени, от структурной поврежденности. Коэффициенты Пуассона зависят как от накопленной микроповрежденности, так и от текстуры материала.

На величине акустических параметров также отражается напряженное состояние материала, что связано с явлением акустоупругости [6].

Исследование усталостного разрушения

Для исследований была выбрана сталь 08X18H10T, широко применяемая в машиностроении при изготовлении сварной аппаратуры, работающей в средах повышенной агрессивности (растворах кислот, щелочей и солей), теплообменников ядерных энергетических установок, труб, деталей печной арматуры и других элементов.

В результате проведенных акустических исследований гладких образцов из стали 08X18H10T были получены зависимости скоростей упругих волн и параметра акустической анизотропии от относительного количества циклов нагружения N/N^* для амплитуд деформации 0.33%, 0.56% и 0.77%, а также связь коэффициентов Пуассона v_{31} и v_{32} в процессе циклических испытаний. Из

графиков видно, что изменения скоростей упругих волн (рис. 1,а,б,в) и параметра акустической анизотропии (рис. 1,г) носят не монотонный характер, что объясняется сложным изменением эффективных модулей упругости в процессе циклического нагружения. На величину акустических параметров активно влияют кристаллографическая текстура и накопленная микроповрежденность. Кроме того, при циклическом нагружении аустенитной стали 08X18H10T наблюдается аллотропическое превращение $\gamma \rightarrow \epsilon$, в результате которого γ -железо превращается в мартенсит ϵ – пересыщенный твердый раствор углерода в α -железе [7]. Этот фактор также приводит к существенным изменениям упругих свойств материала.

На рис. 2,а приведены зависимости между коэффициентами Пуассона v_{31} и v_{32} , измеренными акустическим методом, при циклическом нагружении образцов из стали 08X18H10T. Связь Δv_{31} и Δv_{32} хорошо аппроксимируется линейной зависимостью. Угол наклона кривой $\Delta v_{31}(\Delta v_{32})$ определяется амплитудой деформации. Для максимальной амплитуды угол минимален.

Эксперимент показал, что длина кривой $\Delta v_{31}(\Delta v_{32})$ в момент появления макротрещины приблизительно постоянна для разных амплитуд циклической деформации. По мере исчерпания ресурса материала длина кривой растёт, достигая критического значения. Кривую $\Delta v_{31}(\Delta v_{32})$ предлагается использовать для оценки степени деградации материала на ранних стадиях разрушения до появления макротрещины.

Для оценки состояния материала ввели параметр П:

$$П = \frac{L}{\bar{L}^* + f(\Delta v_{31}, \Delta v_{32})}, \quad (3)$$

где $L = (\Delta v_{31}^2 + \Delta v_{32}^2)^{1/2}$ – длина кривой $\Delta v_{31}(\Delta v_{32})$, $\bar{L}^* = 0.016$ – среднее значение длины кривой в момент появления макротрещины, $f(\Delta v_{31}, \Delta v_{32})$ – функция, которая зависит от угла наклона кривой:

$$f(\Delta v_{31}, \Delta v_{32}) = -0.0045 + 0.0047 \frac{\Delta v_{31}}{\Delta v_{32}} + \dots$$

$$\dots + 0.0002 \left(\frac{\Delta v_{31}}{\Delta v_{32}} \right)^2. \quad (4)$$

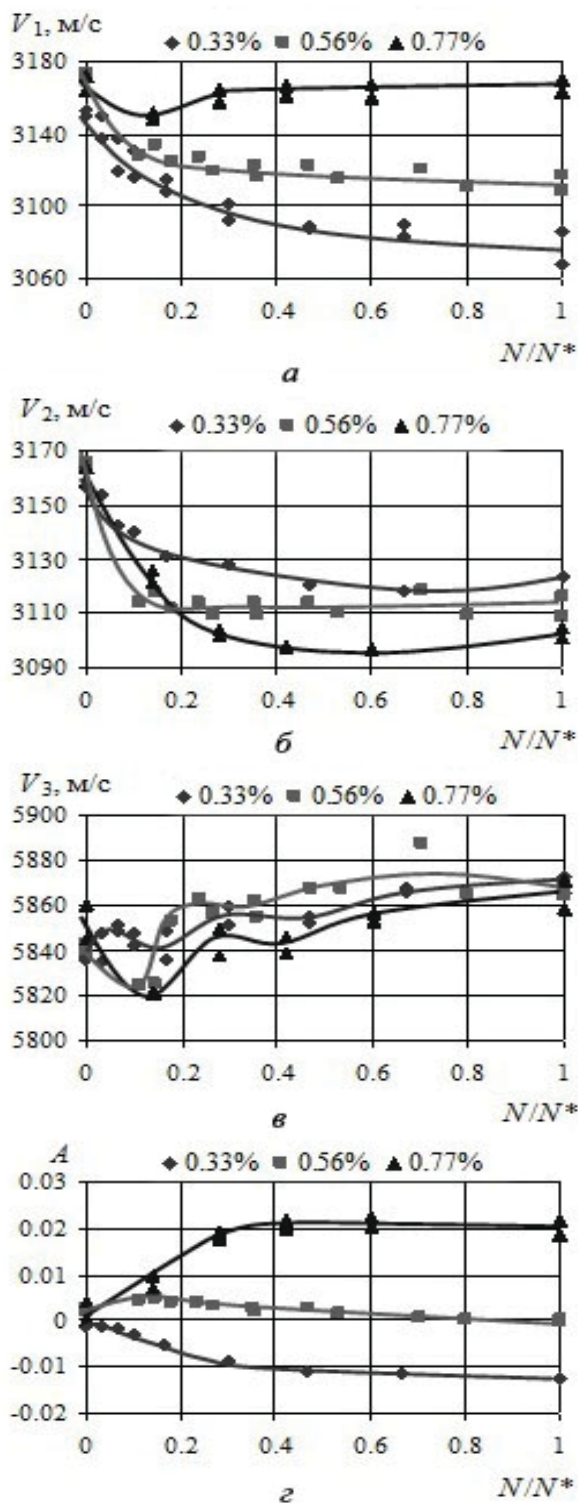


Рис.1. Зависимости скоростей упругих волн и параметра акустической анизотропии от относительного числа циклов нагружения образцов из стали 08X18H10T

Зависимость параметра Π от количества циклов нагружения приведена на рис. 2,б. Момент достижения параметром Π значения, близкого к единице, характеризуется появлением макродефекта.

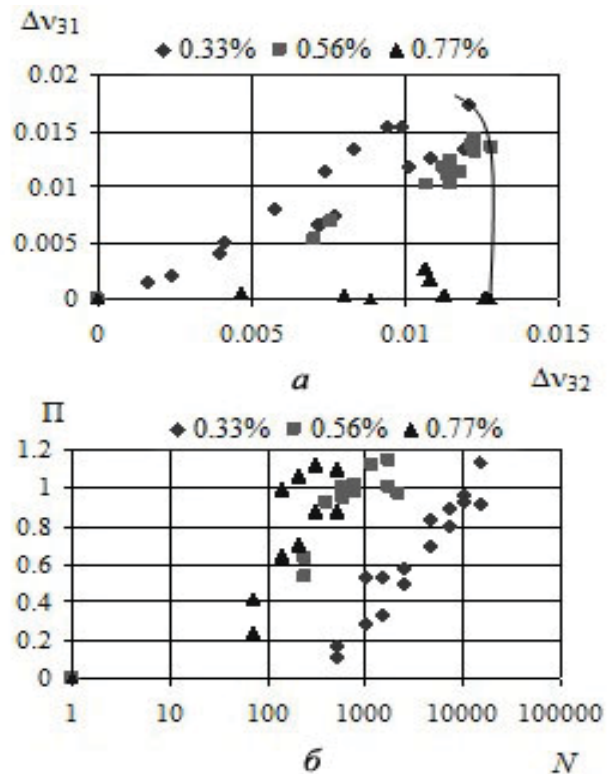


Рис.2. Связь коэффициентов Пуассона (а) и изменение параметра Π (б) при усталостном разрушении образцов из стали 08X18H10T

На сварных образцах из стали 08X18H10T, подверженных усталостному разрушению, с помощью дефектоскопа ВД-70 были проведены токовихревые исследования. Распределение показаний ВД-70 вдоль рабочей части образца представлено на рис. 3. Показания вихретокового дефектоскопа, которые определяются магнитными характеристиками и электропроводностью материала, монотонно изменяются в процессе исчерпания его ресурса. Это связано с мартенситным превращением при усталостном нагружении аустенитной стали. Межфазные границы γ/ϵ являются опасными местами зарождения и развития микротрещин [7]. Применение дефектоскопа ВД-70 также позволило установить размеры зоны термического влияния сварного шва.

С помощью комплекса СПЕКТР МЕТ были проведены металлографические исследования образцов сталей 08X18H10T и 15ЮА. Были измерены расстояния между точками пересечения опорной линии с границами зёрен. Величина деформации в i -ом зерне определялась как

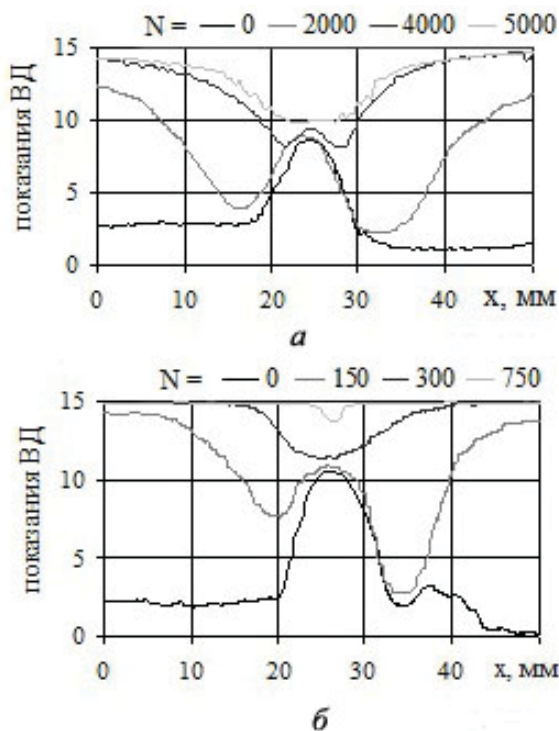


Рис.3. Зависимость показаний ВД-70 от количества циклов нагружения: а – амплитуда деформации 0.31%, б – амплитуда деформации 0.52%

$$\varepsilon_i = \frac{l_i - l_{i0}}{l_{i0}} \cdot 100\%, \quad (5)$$

где l_{i0} – начальное расстояние между точками, l_i – расстояние между точками после циклического нагружения. Среднее по модулю значение микропластической деформации, измеряемой вдоль и поперек проката, определялось как

$$\varepsilon_{x,y} = \frac{1}{m} \sum_i^m |\varepsilon_i^{x,y}|, \quad (6)$$

где m – количество зерен, по которым проводились вычисления, $|\varepsilon_i^{x,y}|$ – абсолютное значение деформации в i -ом зерне вдоль или поперек оси нагружения. Погрешность измерения величины микропластической деформации не превышала 0.5%.

На рис. 4 представлены зависимости абсолютных значений микропластических деформаций, измеренных вдоль и поперек оси нагружения образцов из стали 08Х18Н10Т, от числа циклов. Для всех испытанных образцов абсолютное значение микропластических деформаций в процессе исчерпания ресурса материала выходит на некоторое постоянное значение.

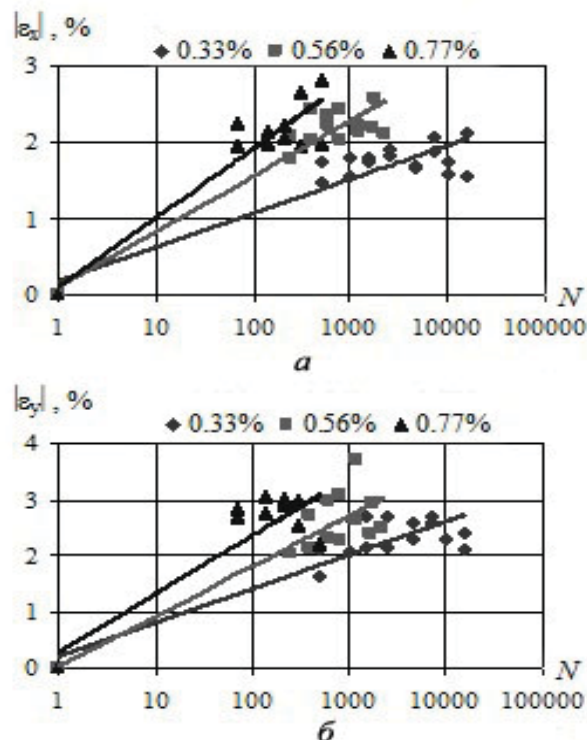


Рис.4. Зависимость абсолютного значения микропластических деформаций от числа циклов нагружения для образцов из стали 08Х18Н10Т

На рис. 5 приведена зависимость микропластической деформации от числа циклов нагружения в образцах стали 15ЮТА. Как видно из рис. 5, на начальном этапе нагружения происходит наиболее интенсивное развитие деформации, а затем её замедление и стабилизация на уровне 7% в районе 40000 циклов. Стабилизацию микропластической деформации можно объяснить появлением микропор и микротрещин в полосах скольжения, способствующих релаксации микронапряжений.

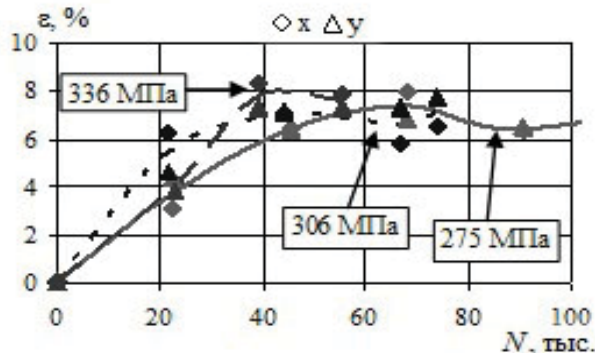


Рис.5. Зависимость величины микропластической деформации от числа циклов нагружения для образцов из стали 15ЮТА

Графики зависимости длины и ширины грубых полос скольжения (ГПС) от количе-

ства циклов нагружения для стали 15ЮТА представлены на рис. 6.

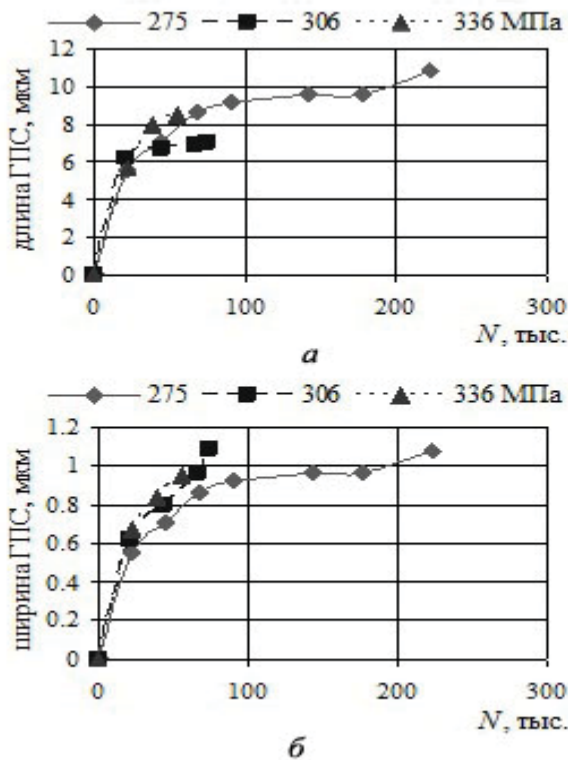


Рис. 6. Зависимость длины (а) и ширины (б) ГПС в материале образцов из стали 15ЮТА от числа циклов нагружения

График зависимости концентрации ГПС от относительного числа циклов нагружения N/N^* , где N^* – критическое значение числа циклов, соответствующее появлению макротрещины, представлен на рис. 7.

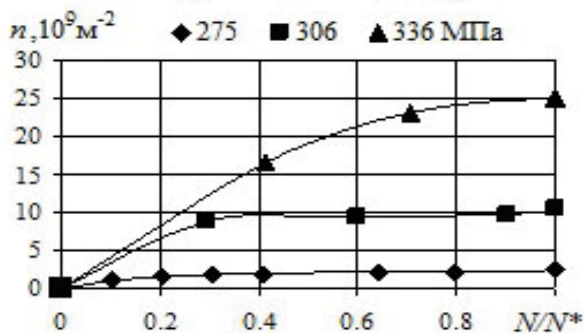


Рис. 7. Зависимость концентрации грубых полос скольжения от относительного числа циклов нагружения для образцов из стали 15ЮТА

Длина и ширина полос скольжения при критическом значении числа циклов для разных амплитуд нагружения отличались несущественно и достигали $7 \div 11$ мкм и около 1 мкм соответственно. Погрешность измерения длины и ширины грубых полос скольже-

ния – 1 и 0.1 мкм соответственно. Концентрация полос скольжения n в момент появления макротрещины для различных амплитуд нагружения отличалась от $2.5 \times 10^9 \text{ м}^{-2}$ до $25 \times 10^9 \text{ м}^{-2}$.

Для образцов из стали 15ЮТА были получены зависимости величин микропластических деформаций ϵ_x и ϵ_y от концентрации грубых полос скольжения (рис. 8). Кривые на рис. 8 хорошо разделяются в соответствии с амплитудами нагружения. Зависимость $\epsilon(n)$ хорошо аппроксимируется прямой с коэффициентом наклона q . Тангенс угла наклона q определяет интенсивность изменения микропластической деформации. Параметры q и n можно использовать для прогнозирования поврежденности.

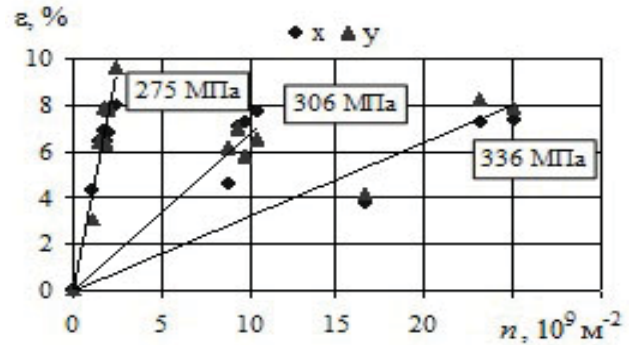


Рис. 8. Зависимость величины микропластических деформаций от концентрации грубых полос скольжения для образцов из стали 15ЮТА

Связь поврежденности ψ , рассчитанной по формуле Пальмгрена ($\psi = N/N^*$), с параметрами q и n представили в виде зависимости

$$\psi = -0.203 + 0.476q - 0.026n + \dots + 0.118nq - 0.132q^2 + 0.001n^2. \quad (7)$$

Между значениями ψ , рассчитанными с помощью выражения (7) и относительным количеством циклов нагружения N/N^* , полученным по данным механических испытаний, наблюдается высокая (более 0.9) корреляция. Поле расчётных значений ψ и экспериментально определённых значений N/N^* приведено на рис. 9. Наличие высокой корреляции даёт возможность по данным оптических измерений, используя интенсивность изменения микропластической деформации и концентрацию полос скольжения в качестве диагностических параметров, оценить величину поврежденности материала.

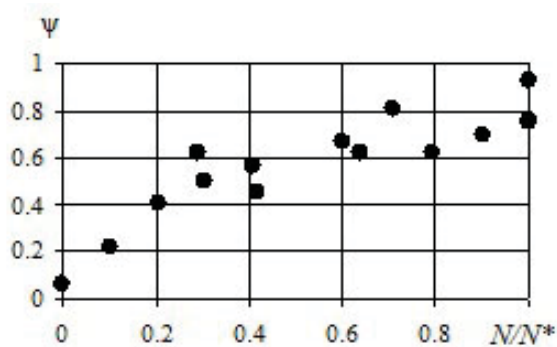


Рис.9. Корреляция величины ψ и относительного числа циклов нагружения для образцов из стали 15ЮТА

Оценка остаточных напряжений

Были проведены исследования остаточных сварочных напряжений в элементе трубы из стали X70 и в пластине из стали 35.

В результате акустических исследований элемента трубы магистрального газопровода из стали X70 были получены распределения коэффициентов Пуассона (рис. 10) в направлении, перпендикулярном сварному шву. Зависимости коэффициентов Пуассона от расстояния до сварного шва определяются особенностями формирования текстуры проката материала, из которого изготовлена труба, и влиянием остаточных напряжений.

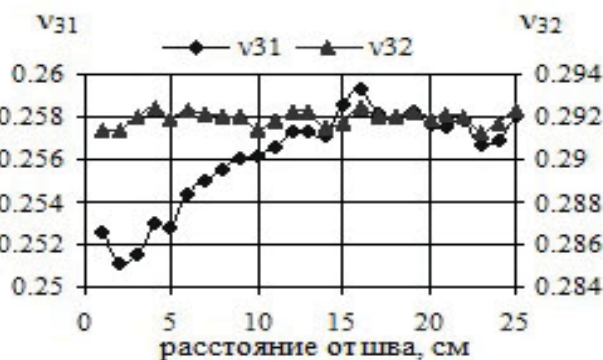


Рис.10. Распределение коэффициентов Пуассона

Взаимосвязь коэффициентов Пуассона v_{31} и v_{32} в материале показана на рис. 11. В зонах, в которых напряжения отсутствуют, коэффициенты Пуассона линейно связаны (черные точки):

$$v_{32}^0 = Bv_{31}^0 + Q. \quad (8)$$

Присутствие остаточных сварочных напряжений приводит к отклонению точек $\{v_{31}; v_{32}\}$ от прямой (белые точки):

$$\delta v = v_{32} - Bv_{31} - Q. \quad (9)$$

Здесь B и Q – коэффициенты для данного материала.

Величина отклонения δv зависит от уровня напряжений

$$\delta v = (m_3 - Bm_1)\sigma_1 + (m_4 - Bm_2)\sigma_2, \quad (10)$$

где m_i – коэффициенты, выражаемые через упругие модули второго и третьего порядка.

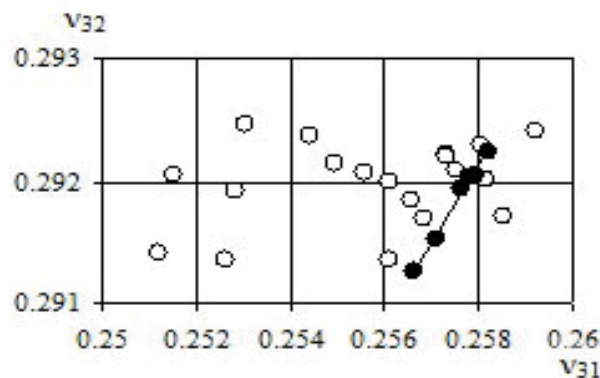


Рис.11. Взаимосвязь коэффициентов Пуассона

На рис. 12 представлена экспериментально полученная зависимость параметра δv от разности главных напряжений в основном металле сварного соединения.

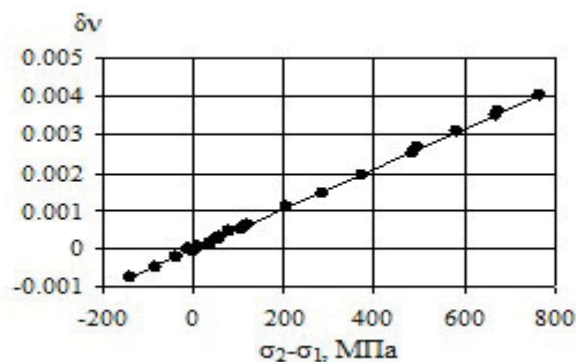


Рис.12. Зависимость параметра δv от разности главных напряжений

В результате регрессионного анализа экспериментальных данных было получено соотношение, которое может быть использовано для оценки уровня напряжений, действующих в данном материале, в режиме безнулевой тензометрии:

$$\sigma_2 - \sigma_1 = K\delta v, \quad (11)$$

где $K = 190 \pm 1$ МПа.

Разность главных напряжений определяет величину максимального касательного напряжения, которое играет важную роль при разрушении материала.

С помощью магнитного структуроскопа КРМ-Ц-К2М были проведены исследования остаточных сварочных напряжений в пластине из стали 35. Осуществляли измерения коэрцитивной силы до и после разрезки сварной плиты. Измерения в каждой зоне проводились при четырёх положениях датчика. Абсолютная погрешность измерения коэрцитивной силы не превышала 0.1 А/см. В качестве информативных параметров вычислялись следующие величины:

$$H_{C1} = \frac{1}{2}(H_C^{90^\circ} + H_C^{270^\circ}),$$

$$H_{C2} = \frac{1}{2}(H_C^{0^\circ} + H_C^{180^\circ}), \quad (12)$$

где верхний индекс обозначает угол по отношению к оси шва, под которым ориентировался датчик.

Изменение коэрцитивной силы до и после разрезки плиты характеризуется следующей величиной:

$$\Delta H_C = H_C^\sigma - H_C^0. \quad (13)$$

Графики изменения коэрцитивной силы от расстояния до шва показаны на рис. 13.

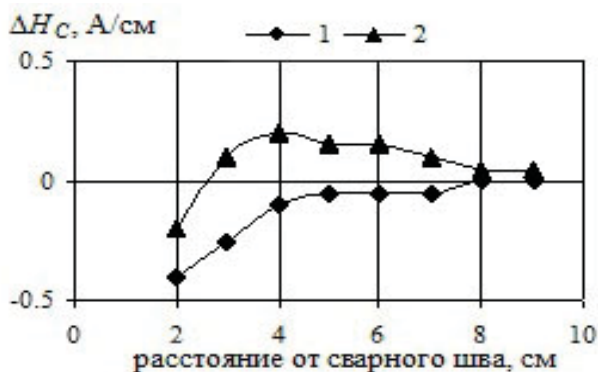


Рис. 13. Зависимость изменения коэрцитивной силы от расстояния до шва

С помощью тензометрической станции ИСД-3 были измерены остаточные напряжения на расстоянии 2 см и 5 см от сварного шва. Напряжения на краях пластины равнялись нулю. В результате было установлено, что на величину коэрцитивной силы влияют только те напряжения, которые действуют в направлении измерения. Получена единая зависимость $\Delta H_C(\sigma)$ (рис. 14), которая хорошо описывается полиномом второй степени (коэффициент корреляции 0.99):

$$\Delta H_C = k_1\sigma + k_2\sigma^2, \quad (14)$$

где $k_1 = 8.1 \times 10^{-3}$ А / (см · МПа), $k_2 = 3.1 \times 10^{-5}$ А/(см·МПа²). Зависимость $\Delta H_C(\sigma)$ имеет минимум при $\sigma \approx 130$ МПа, что составляет около 50% от предела текучести стали 35 ($\sigma = 245$ МПа). Полученный результат совпадает с результатом работы [8]. Для оценки напряжений по данным измерений коэрцитивной силы можно пользоваться более простым соотношением:

$$\sigma_{1,2} = k\Delta H_{C1,2}, \quad (15)$$

где $k = 155 \pm 9$ МПа·см/А.

Соотношение (15) с хорошей точностью выполняется для растягивающих напряжений, не превышающих 50% от предела текучести.

На рис.15 представлены распределения остаточных напряжений, измеренных с помощью тензодатчиков и рассчитанных по формуле (15) через изменение коэрцитивной силы.

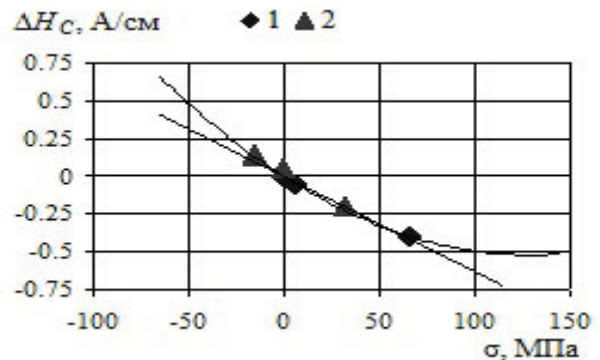


Рис. 14. Зависимость изменения коэрцитивной силы от механического напряжения

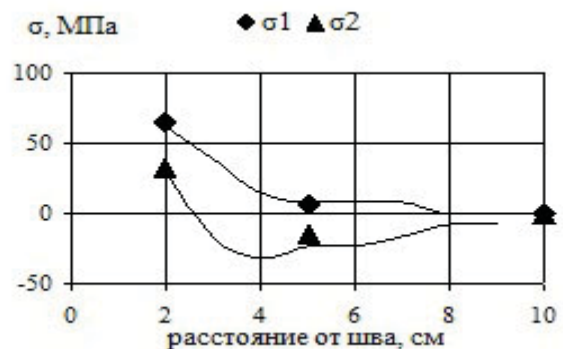


Рис. 15. Остаточные напряжения, измеренные с помощью ИСД-3 (точки) и рассчитанные по формуле (15) (сплошные линии)

Заключение

Предложен алгоритм оценки степени деградации материала 08X18H10T на ранней стадии разрушения, основанный на измерениях с помощью акустического эхо-метода коэффициентов Пуассона ν_{31} и ν_{32} . Эксперимент показал, что по мере исчерпания ресур-

са материала растёт длина кривой $\Delta v_{31}(\Delta v_{32})$. В момент появления макротрещины длина кривой достигает критического значения, приблизительно постоянного для разных амплитуд циклической деформации.

Показана возможность использования токовихревого метода для оценки ресурса материала сварных соединений из стали 08X18H10T при усталостном нагружении.

На образцах из стали 15ЮТА при разных амплитудах нагружения получена высокая корреляционная связь, близкая к линейной, между концентрацией грубых полос скольжения и величиной микропластической деформации. Предложено использовать интенсивность изменения микропластической деформации и концентрацию грубых полос скольжения, определяемых оптическим методом, в качестве диагностических параметров для оценки уровня повреждённости материала.

Предложен способ оперативного контроля уровня остаточных механических напряжений непосредственно на объекте в режиме безнулевой акустической тензометрии. Способ основывается на анализе коэффициентов Пуассона ν_{31} и ν_{32} , измеряемых ультразвуковым эхо-методом. В отсутствие напряжений в материале имеет место линейная зависимость $\nu_{32}(\nu_{31})$, связанная с особенностями формирования текстуры проката. Присутствие остаточных сварочных напряжений приводит к отклонению точек $\{\nu_{31}; \nu_{32}\}$ от исходной прямой. По величине отклонения можно оценить уровень напряжений. Алгоритм был опробован на трубе магистрального газопровода.

В результате исследований остаточных напряжений в сварной плите из стали 35 с помощью магнитного метода было установлено, что на величину коэрцитивной силы влияют только те напряжения, которые действуют в направлении измерения. Получена единая зависимость $\Delta H_c(\sigma)$, которая имеет минимум около 50% от предела текучести стали 35.

Работа выполнена при частичной финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (гранты 09-08-00892, 09-08-00827 и 11-08-97070-р_поволжье).

Библиографический список

1. Акт технического расследования причин аварии, происшедшей 17 августа 2009 года в филиале ОАО «РусГидро» – «Саяно-Шушенская ГЭС им. П.С. Непорожного» от 04.10.2009.
2. Терентьев, В.Ф. Усталость металлических материалов [Текст] / В.Ф. Терентьев. – М.: Наука, 2003. – 254 с.
3. Гурьев, А.В. Роль микропластических деформаций в формировании частотной зависимости [Текст] / А.В. Гурьев, А.П. Карпов // Проблемы прочности – 1986. – №4. – С. 24–27.
4. Использование оптического и акустического методов контроля для оценки повреждённости сталей на ранних стадиях усталостного разрушения [Текст] / Ф.М. Митенков, В.В. Мишакин, С.Н. Пичков [и др.] // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2009. – № 12 – С. 40–45.
5. Sayers, C.M. Ultrasonic velocities in anisotropic polycrystalline aggregates [Text] / С.М. Sayers // J. Phys. D: Appl. Phys. – 1982. – № 15. – P. 2157–2167.
6. Зарембо, Л.К. Введение в нелинейную акустику [Текст] / Л.К. Зарембо, В.А. Крайильников. – М.: Наука, 1966. – 519 с.
7. Соснин, О.В. Закономерности эволюции дислокационных субструктур в сталях при усталости [Текст] / О.В. Соснин [и др.] // Вестн. СамГТУ. Сер. Физ.-мат. науки. – 2004. – № 27. – С. 185–192.
8. Бердник, М.М. Исследование влияния плоского напряженного состояния на изменение магнитных характеристик трубных сталей [Текст] / М.М. Бердник, Ю.В. Александров, Р.В. Агинея // Наука в нефтяной и газовой промышленности. – 2010. – № 3. – С. 2–6.

DIAGNOSTICS OF CONSTRUCTIONS' MATERIALS IN THE EARLY STAGES OF FATIGUE FAILURE AND ESTIMATION OF THE STRESS-STRAIN CONDITION OF CONSTRUCTIONS' MATERIAL BY METHODS OF NON-DESTRUCTIVE TESTING

© 2011 V. V. Mishakin, N. V. Danilova, K. V. Kurashkin, V. A. Klyushnikov, A. V. Gonchar

The Institute of Machines Science of the Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod Branch

The article presents the results of construction steels study by the acoustical, optical, eddy current and magnetic methods of NDT. The ways of assessing of the degradation degree of material in the early stages of fatigue failure and the stress condition of material were suggested.

Non-destructive testing, damage, acoustic parameters, microplastic strain, fatigue failure, stress condition.

Информация об авторах

Мишакин Василий Васильевич, доктор технических наук, профессор, заведующий лабораторией Нижегородского филиала Института Машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Тел.: (831) 432-21-59. E-mail: imndt31@mts-nn.ru. Область научных интересов: неразрушающий контроль, деформация, упругие волны, структура, прочность, акустические параметры.

Данилова Наталья Васильевна, кандидат физико-математических наук, старший научный сотрудник Нижегородского филиала Института Машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Тел.: (831) 432-21-59. E-mail: imndt31@mts-nn.ru. Область научных интересов: неразрушающий контроль, деформация, упругие волны, математическое моделирование динамики систем, колебания механических систем.

Курашкин Константин Владимирович, младший научный сотрудник Нижегородского филиала Института Машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Тел.: (831) 432-21-59. E-mail: imndt31@mts-nn.ru. Область научных интересов: неразрушающий контроль, напряженное состояние материала, акустический метод, деформация, упругие волны.

Клюшников Вячеслав Александрович, младший научный сотрудник Нижегородского филиала Института Машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Тел.: (831) 432-21-59. E-mail: imndt31@mts-nn.ru. Область научных интересов: неразрушающий контроль, деформация, упругие волны, структура, ультразвук.

Гончар Александр Викторович, младший научный сотрудник Нижегородского филиала Института Машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Тел.: (831) 432-21-59. E-mail: imndt31@mts-nn.ru. Область научных интересов: неразрушающий контроль, деформация, упругие волны, структура, ультразвук.

Mishakin Vasily Vasilievich, Doctor of Engineering Science, professor, Head of the Materials Diagnostic Laboratory. Job: The Institute of Machines Science of the Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod Branch. Phone: (831) 432-21-59. E-mail: imndt31@mts-nn.ru. Area of research: damage, nondestructive testing, deformation, elastic waves, strength, acoustic parameters.

Danilova Natalya Vasilievna, Candidate of science, Senior Research Fellow The Institute of Machines Science of the Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod Branch. Phone: (831) 432-21-59. E-mail: imndt31@mts-nn.ru. Area of research: nondestructive testing, deformation, elastic waves, mathematical modeling of system dynamics, vibrations of mechanical systems.

Kurashkin Konstantin Vladimirovich, Junior research fellow, The Institute of Machines Science of the Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod Branch. Phone: (831) 432-21-59. E-mail: imndt31@mts-nn.ru. Area of research: nondestructive testing, stress state of the material, the acoustic method, the nonlinearity of the elastic material properties, deformation, elastic waves.

Klyushnikov Vyacheslav Alexandrovich, Junior research fellow. The Institute of Machines Science of the Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod Branch. Phone: (831) 432-21-59. E-mail: imndt31@mts-nn.ru. Area of research: nondestructive testing, deformation, elastic waves, structure, ultrasound.

Gonchar Alexandr Victorovich, Junior research fellow. The Institute of Machines Science of the Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod Branch. Phone: (831) 432-21-59. E-mail: imndt31@mts-nn.ru. Area of Research: nondestructive testing, deformation, elastic waves, structure, ultrasound.

ОЦЕНКА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГТД С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДИКИ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАВНОВЕСНОГО СОСТОЯНИЯ ГОМОГЕННОЙ СМЕСИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ УГЛЕВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА

© 2011 О.И. Болдырев¹, И.М. Горюнов²

¹Открытое акционерное общество «Научно-производственное предприятие «МОТОР», г. Уфа
²Уфимский государственный авиационный технический университет

Представлена методика расчёта равновесного состояния гомогенной смеси продуктов сгорания углеводородного топлива. Проведён анализ влияния фактора термической диссоциации компонентов продуктов сгорания на основные параметры авиационного высокотемпературного ГТД.

Основные параметры ГТД, термическая диссоциация, равновесное состояние, гомогенная смесь.

Введение

Одним из направлений совершенствования современных математических моделей ГТД, используемых при проектировочных термодинамических расчётах, является введение расчёта температуры, а также термодинамических свойств гомогенной смеси продуктов сгорания с учётом химически равновесного состояния и термической диссоциации компонентов.

По сравнению с авиационными ГТД четвёртого поколения на двигателях нового поколения температура газа в основной камере сгорания (КС) возросла до 1900...2100 К; при этом температуры 2000...2200 К были достигнуты в форсажных камерах (ФК) предельного форсирования двигателей Р13Ф-300, Р25-300, Д30-Ф6. В проектных расчётах характеристики двигателя (в т.ч. конструктивная прочность горячих узлов) определяются для максимальных значений параметров термодинамического цикла, и точность расчёта температуры газа в определяющих точках цикла должна соответствовать его новому уровню. Одним из основных факторов, уточняющих расчёт процессов в КС и ФК, является учёт диссоциации компонентов продуктов сгорания при температурах 1800...2500 К.

Для расчёта свойств рабочего тела в настоящее время применяется методика ЦИАМ [1, 2], сформированная в 1960-х гг. и основывающаяся на ряде основных допущений:

– не учитывается влияние термической диссоциации газов (далее – диссоциации);

– сгорание топлива – полное при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{\Sigma} \geq 1,0$, продукты сгорания – не реагирующая смесь CO_2 , H_2O (водяного пара), O_2 и атмосферного азота, объёмный состав которых зависит только от величины α и состава топлива. При этом критерий Дамкёлера Da , представляющий собой отношение характерного времени физического процесса к характерному времени химической реакции, равен нулю;

– рабочие тела (воздух и продукты сгорания) представляют собой смесь компонентов, обладающую свойствами идеального газа, с неизменными термодинамическими свойствами, зависящими только от температуры.

Методика учёта фактора диссоциации была создана в 1970-х гг. [3] для расчётов ракетных двигателей. Для термодинамических расчётов авиационных ГТД данная методика не применялась по той причине, что уровень достигнутых и прогнозируемых параметров рабочего цикла ГТД были невысокими, что позволяло пренебрегать учётом влияния диссоциации и отказаться от ряда трудоёмких вычислительных операций, что было существенным для уровня развития вычислительной техники того периода.

Таким образом, можно обоснованно утверждать, что в настоящее время появились предпосылки для использования методики учёта фактора диссоциации в термоди-

намических расчётах ГТД, обусловленные высокими параметрами рабочего цикла проектируемых перспективных двигателей, уточнением сведений по свойствам индивидуальных веществ, содержащихся в современных базах данных, и повышенными требованиями к параметрам современных ГТД.

Основные положения методики

В настоящей работе предлагается методика расчёта равновесных состояний гомогенной смеси в процессе сгорания углеводородного топлива произвольного состава в атмосферном воздухе с использованием констант равновесия химических реакций компонентов смеси.

Основа методики заключается в формировании и решении системы уравнений, состоящей из химических уравнений равновесных реакций, уравнений состояния идеального газа, уравнений материального баланса индивидуальных веществ и уравнения закона сохранения энергии.

Число уравнений для констант равновесия будет равно числу проходящих в смеси обратимых химических реакций. В общем случае число независимых уравнений констант равновесия равно разности числа рассматриваемых химических соединений и числа химических элементов, входящих в состав топлива.

Согласно теореме Дюгема равновесное состояние термодинамической системы, исходные массы которой известны, определяется двумя параметрами. Для камеры сгорания такими параметрами являются давление и энтальпия системы. В качестве исходных данных при этом используются элементарный химический состав топлива, воздуха и условия на входе в камеру сгорания.

Методика базируется на следующих, более строгих, чем в [1, 2], допущениях:

- наиболее вероятному, т.е. устойчивому состоянию термодинамической системы соответствует состав, для которого при заданных исходных данных энтропия будет максимальной. Такому состоянию отвечает соотношение парциальных давлений газобразных компонентов, задаваемое значениями констант равновесия обратимых химических реакций, идущих равновесно ме-

жду всеми входящими в продукты сгорания индивидуальными веществами;

- учитываются следующие химические элементы: С, Н, N, O, Ar, S и индивидуальные вещества: Н, Н₂, ОН, Н₂О, НО₂, Н₂О₂, О, О₂, С, СО, СО₂, N, N₂, NO, NO₂, N₂O, Ar, S, SO, SO₂, наиболее вероятно образующиеся при сгорании углеводородного топлива в воздушной среде. При этом не учитываются вещества групп (NH)_x, (HNO)_x, обладающие незначительными объёмными долями (менее 1×10^{-7}) и (CHO)_x, образующиеся при $\alpha_{\Sigma} < 1$;

- продукты сгорания – смесь химически реагирующих газов, состав и объёмное содержание которых определяются с учётом диссоциации при постоянном давлении по уравнениям химического равновесия и баланса масс химических элементов (при этом значение *Da* стремится к бесконечности);

- компоненты продуктов сгорания обладают свойствами идеального газа, их изобарная теплоёмкость зависит только от температуры, однако изобарная теплоёмкость смеси в целом зависит также и от уровня давления и тем значительнее, чем интенсивнее процесс диссоциации.

Система уравнений, описывающая термодинамическое состояние продуктов сгорания, состоит из следующих групп:

- уравнения химического равновесия для наиболее вероятных при 1800...2600 К химических реакций. При этом для получения величин парциальных давлений веществ используются константы химического равновесия (четырнадцать уравнений по количеству входящих в систему химических элементов и индивидуальных веществ);

- уравнения свойств смеси идеальных газов (уравнение состояния и уравнение Дальтона);

- уравнения материального баланса химических элементов (шесть уравнений по количеству входящих в систему химических элементов);

- уравнение первого закона термодинамики, выраженное через полные энтальпии топлива, окислителя и продуктов сгорания (уравнение сохранения энергии).

Задача определения равновесного состояния системы сводится к решению системы нелинейных алгебраических уравне-

ний, содержащих в качестве неизвестных значения парциальных давлений компонентов продуктов сгорания, полной температуры, энтальпии и кажущейся молекулярной массы смеси продуктов сгорания. Таким образом, число уравнений – 23, число неизвестных – 23, при задании условий на входе в камеру сгорания (температур топлива и окислителя и суммарного давления) решение системы, если оно существует, является единственным. Дополнительно введено вычисление термодинамических параметров смеси: изобарной теплоёмкости, энтропии и газовой постоянной, что дополняет систему ещё тремя уравнениями и тремя же формальными переменными, что не усложняет процесс решения системы в целом.

С целью обеспечения верифицируемости результатов расчёта по рассматриваемой методике с ранее опубликованными, термодинамические свойства индивидуальных веществ и сведения по константам равновесия для химических реакций приняты по [4], однако доступны и более современные данные.

Необходимо указать, что для предлагаемой методики выбор химических реакций является условным и произвольным в том смысле, что компоненты продуктов сгорания могут получаться в результате различных химических реакций, в том числе и той, которая выбрана в качестве единственной, тогда как в камере сгорания значительная часть химических превращений происходит в виде многостадийных разветвлённых реакций. Каждой выбранной реакции соответствует константа равновесия с известной зависимостью от температуры [4]. Причём предполагается, что зависимости сохраняются и в случаях, когда реакция идёт в присутствии реагентов, участвующих в других реакциях.

Это предположение соответствует правдоподобной гипотезе о том, что динамическое равновесие смеси всех газов достигается при установлении динамического химического равновесия для каждой их перечисленных реакций.

В предлагаемой методике, в отличие от применявшихся ранее [3], учитывается неравенство температур топлива и окислителя, а также коэффициент полноты сгорания топлива, отличный от единицы. Все перечисленные особенности обуславливают применимость методики для термодинамических расчётов ГТД. Поскольку в результате расчёта определяется количество веществ, составляющих смесь продуктов сгорания, в том числе веществ группы $(NO)_x$, как для простых углеводородных, так и для азотосодержащих топлив, то данная методика применима для количественных оценок уровня вредных выбросов в различных условиях сгорания при проведении проектных расчётов.

Реализация методики

Для предложенной системы уравнений реализован алгоритм решения в виде отдельной программы *Disso* и в качестве элемента математической модели узлов основной и форсажной камер сгорания системы *DVIGwT*. Методика верифицирована по расчётам процесса горения в камерах сгорания ракетных двигателей для сжигания керосина в воздушной среде [5] и показала хорошую сходимость результатов по определению объёмных долей и энтальпии смеси с погрешностью, не превышающей 0,3 % в диапазоне температур от 1800 до 2800 К [6]. При этом общее время расчёта двигателя в целом увеличивается незначительно.

Основные результаты

Проведён анализ влияния фактора диссоциации на параметры основной и форсажной камер сгорания и на основные параметры высокотемпературного ТРДДФ.

Для основной камеры сгорания выполнены параметрические расчёты с оценкой влияния процесса диссоциации на уровень температуры газа в камере сгорания при изменении температуры воздуха на входе в камеру сгорания $T^*_в$, давления в камере сгорания $p^*_{КС}$ и состава смеси α (рис. 1).

Также выполнена оценка величин равновесной и «замороженной» (без учёта изменения состава смеси) изобарной теплоёмкости смеси продуктов сгорания (рис. 2).

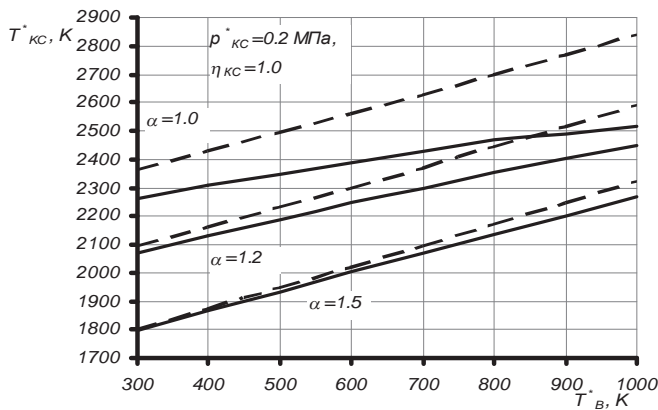
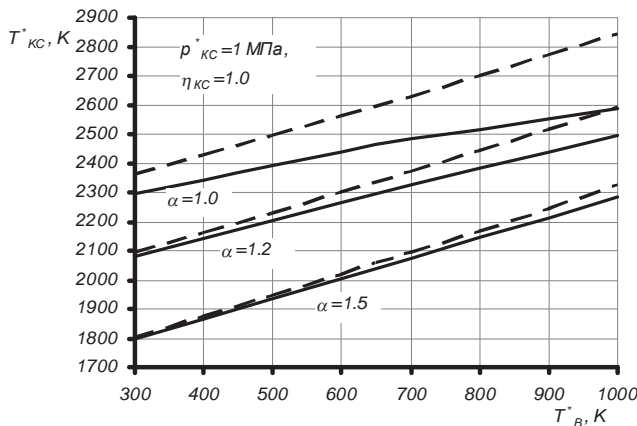
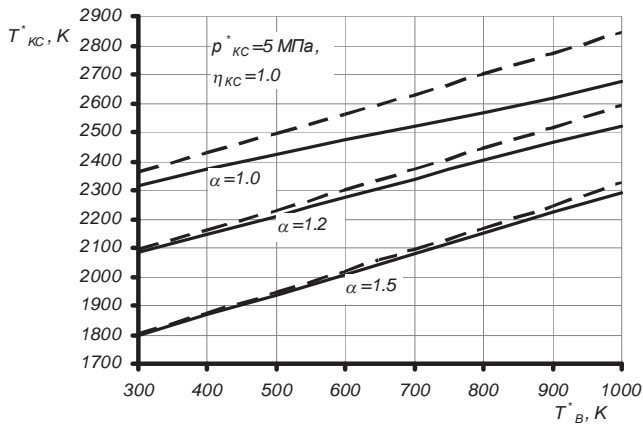


Рис. 1. Зависимости расчётной температуры в камере сгорания для различных температур $T^*_В$ и давлений $p^*_{КС}$ поступающего в камеру сгорания воздуха и α с учётом (сплошная линия) и без учёта (пунктир) диссоциации

Аналогичная серия расчётов проведена для форсажной камеры (ФК) высокотемпературного ТРДДФ. При этом дополнительно учитывалось влияние полётных условий, соответствующих высоте $H=23$ км и числу Маха $M=2,0$, так как в высотных условиях, обуславливающих значительное снижение давления в форсажной камере $p^*_Ф$, происхо-

дит активизация процесса диссоциации. Результаты расчётов приведены на рис. 3.

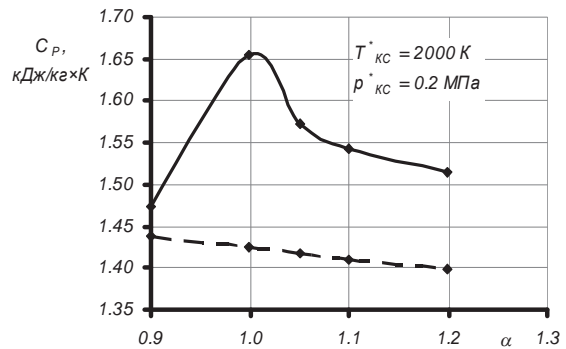
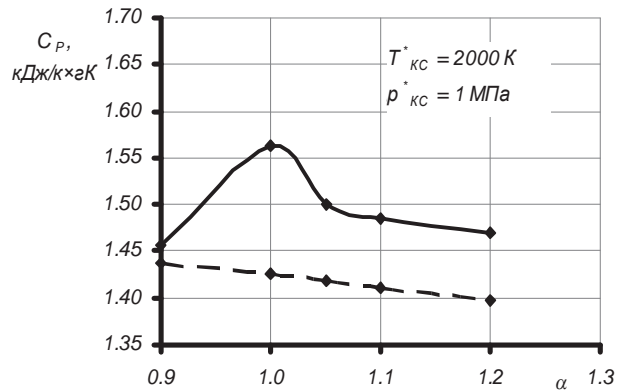
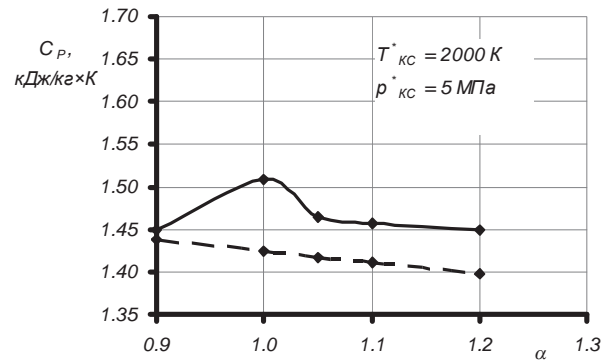


Рис. 2. Зависимости расчётной теплоёмкости продуктов сгорания равновесной (сплошная линия) и «замороженной» (пунктир) для различных α и $p^*_{КС}$ поступающего в камеру сгорания воздуха. $\eta_{КС} = 1$

Выполнена оценка влияния термической диссоциации на основные параметры высокотемпературного ТРДДФ (табл. 1). При этом расчёт равновесного состояния рабочего тела выполнен для основной и форсажной камер сгорания. Для более корректного учёта влияния фактора диссоциации расчёт равновесного состояния предполагается ввести для узлов компрессора, турбины и реактивного сопла. Таким образом, во всех узлах двигателя будут учтены процессы как диссоциации, так и рекомбинации продуктов сгорания.

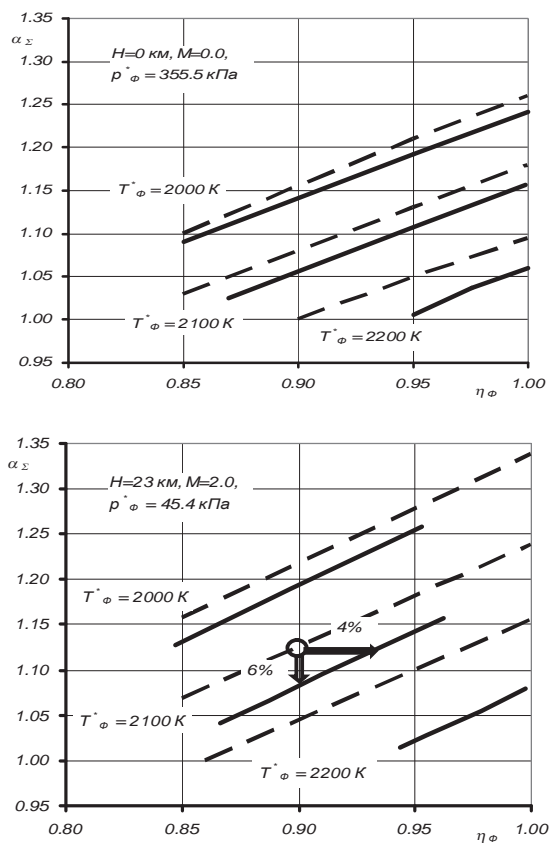


Рис. 3. Зависимость расчётной величины α_z в форсажной камере высокотемпературного ТРДДФ от температуры газа T^*_ϕ с учётом (сплошная линия) и без учёта (пунктир) диссоциации в полётных условиях для различных коэффициентов полноты сгорания топлива η_ϕ

Таблица 1. Основные параметры высокотемпературного ТРДДФ

Условия полёта	$H=0,$ $M=0$	$H=11,$ $M=2$	$H=23,$ $M=2$
p^*_ϕ , кПа	355,0	402,0	45,0
α_z	1,12	1,10	1,12
η_ϕ	0,90	0,90	0,90
T^*_ϕ , К без учёта диссоциации	2040	2143	2106
T^*_ϕ , К с учётом диссоциации	2025	2114	2068
ΔT^*_ϕ , %	0,7	1,4	1,8
ΔG_T (расход топлива), %	2,4	3,7	4,5
ΔP (тяги), %	0,7	1,0	1,3

Рассмотренные примеры рабочих режимов ТРДДФ позволяют сделать следующие предварительные выводы.

Если в условиях $H=0$ км, $M=0$, при давлении в форсажной камере $p^*_\phi=355$ кПа для достижения температуры $T^*_\phi=2100$ К при диссоциации необходимо изменить суммарный коэффициент избытка воздуха в форсажной камере α_z с 1,07 до 1,05 увеличением расхода топлива на 2,1 %, то в условиях $H=23$ км, $M=2,0$, $p^*_\phi=45$ кПа потребуется изменение α_z с 1,12 до 1,08 увеличением расхода топлива на 4 % при постоянном коэффициенте полноты сгорания топлива (рис. 3). При таких величинах погрешностей в оценке температуры, суммарного коэффициента избытка воздуха и расхода топлива неизбежно потребуются коррекция программы регулирования как форсажной камеры, так и двигателя в целом.

Дополнительно из анализа результатов расчёта следует, что учёт фактора термической диссоциации требует внесения корректив в оценку полноты сгорания топлива в форсажной камере.

Выводы

Неучёт фактора диссоциации при термодинамических расчётах высокотемпературных ТРДДФ ведёт к завышению расчётных величин температур газа, что влияет на оценку основных параметров двигателя (погрешность в определении форсажной тяги может достигать 1,3 %, расхода топлива 4,5 %) и температурного состояния теплонапряжённых деталей (в пределах 5 % от величины заявленного ресурса). Кроме того, изменение расчётной величины температуры рабочего тела потребует корректировки программы регулирования ГТД и его характеристик, а также уточнения оценки коэффициента полноты сгорания топлива в форсажной камере.

Полученные результаты подтверждают необходимость учёта термической диссоциации в математической модели авиационных ГТД в алгоритмах расчёта температуры газа.

Библиографический список

1. Термодинамический расчёт воздушно-реактивных двигателей [Текст] : технический отчёт ЦИАМ № 6186; исполн.: Я.Т. Ильичёв – М.: ЦИАМ, 1969 – 126 с.

2. Руководящий технический материал авиационной техники РТМ 1677-83: Двигатели авиационные газотурбинные: Методы и подпрограммы расчёта термодинамических параметров воздуха и продуктов сгорания углеводородных топлив. – М.: ЦИАМ, 1983. – 92 с.

3. Алемасов, В.Е. Теория ракетных двигателей [Текст] / В.Е. Алемасов, А.Ф. Дрегалин, А.П. Тишин; под ред. В.П. Глушко. – М.: Машиностроение, 1989. – 464 с.

4. Термодинамические свойства индивидуальных веществ [Текст]: справочник. В 4

т. / под ред. В.П. Глушко. – М.: Наука, 1979 – 1982.

5. Алемасов В.Е. и др. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания [Текст]/ В.Е. Алемасов [и др.] В 5 т. – М.: ВИНТИ, 1971 – 1974.

6. Оценка влияния термической диссоциации на температуру продуктов сгорания углеводородного топлива в основной и форсажной камерах сгорания авиационных ГТД [Текст] научно-технический отчёт о НИР ОАО «НПП «Мотор» № 199ДО-017; исполн.: О.И. Болдырев – Уфа, ОАО «НПП «Мотор», 2010.

ESTIMATE OF KEY PARAMETERS OF A GAS TURBINE ENGINES WITH APPLICATION OF THE MODELLING PROCEDURE OF THE EQUILIBRIUM STATE OF HOMOGENEOUS MIXTURE OF HYDROCARBON FUEL COMBUSTION PRODUCTS

© 2011 O. I. Boldyrev¹, I. M. Gorynov²

¹Joint-stock company «Scientific-and-production enterprise" MOTOR", Ufa

²Ufa State Aviation Technical University

The paper describes the modelling procedure of an equilibrium state of homogeneous mixture of hydrocarbon fuel combustion products. The analysis of influence of the factor of thermal dissociation of builders of products of combustion on key parameters of an air high-temperature turbine engine is carried out.

Gas turbine engine key parameters, thermal dissociation, equilibrium state, homogeneous mixture.

Информация об авторах

Болдырев Олег Игоревич, ведущий конструктор, начальник отдела перспективных разработок ОАО «НПП «Мотор». E mail: boldyrevoi@rambler.ru. Область научных интересов: термодинамические расчёты, математическое моделирование рабочих процессов ГТД.

Горюнов Иван Михайлович, доктор технических наук, профессор кафедры авиационных двигателей Уфимского государственного авиационного технического университета, заведующий НИЛ САПР-Д. Область научных интересов: автоматизация проектирования, доводки, изготовления и эксплуатации ГТД и ЭУ.

Boldyrev Oleg Igoryevitch, leading designer, head of perspective developments department JSC “SPE “Motor”. E mail: boldyrevoi@rambler.ru. Area of research: Thermodynamic calculations, mathematical modelling of working processes of GTE.

Gorynov Ivan Mikchailovitch, doctor of technical science, professor of Ufa State Aviation Technical University. Area of research: automation of design, finishings, manufacture and maintenance of a gas turbine engines and power plants.

СИСТЕМА-ИМИТАТОР НАГРУЗКИ РУЛЕВЫХ ОРГАНОВ

© 2011 А. В. Алилуев

ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов

Статья посвящена разработке системы-имитатора внешних нагрузок, действующих на рулевые органы. В статье также приведены функциональная схема системы-имитатора, общее устройство, принцип работы, контролируемые и регулируемые параметры.

Пневмопривод с гидротормозом, широтно-импульсная модуляция (ШИМ), блок имитации внешних нагрузок, пульт управления, подсистема.

Введение

В настоящее время для управления различными движущимися аппаратами (летательными, подводными и т.д.) широко используются пневмогидроприводы. В данной статье рассматривается как разновидность пневмогидроприводов пневмопривод с гидротормозом (ППГТ). Вследствие того, что воздух сжимается в момент остановки рулевых органов в заданном положении, возможно появление автоколебаний. Для устранения данного недостатка используется гидротормоз. Гидротормоз представляет собой цилиндр с расположенным в нем плунжером. Надплунжерная и подплунжерная полости гидроцилиндра предварительно заполнены жидкостью и сообщены между собой параллельными каналами, через которые возможно перетекание жидкости из одной полости в другую. Шток поршня пневмопривода и плунжера гидротормоза выполнены как единое целое. Один из параллельных каналов гидротормоза в открытом положении имеет небольшое гидросопротивление, второй из них имеет высокое гидравлическое сопротивление за счет применения специального электрического клапана, работающего в режиме ШИМ. При подходе к заданному положению рулевых органов шток резко замедляет свое движение посредством закрытия канала с малым гидросопротивлением и подходит к заданному положению на малой скорости без автоколебаний за счет изменения гидравлического сопротивления электроклапана, работающего в режиме ШИМ. Затем при необходимости в этом положении фиксируется с помо-

щью того же электроклапана. Максимальное усилие на штоке может достигать 45 кН.

Состав системы-имитатора нагрузки

Для проведения лабораторных исследований динамических характеристик ППГТ необходимо использовать систему не только имитирующую нагрузки, но измерительную и контролирующую ряд статических и динамических параметров ППГТ.

На рис. 1 приведена функциональная схема системы-имитатора нагрузки рулевых органов.

Подсистема управления стендом – предназначена для управления комплексным функционированием системы-имитатора в целом.

Подсистема пневмообеспечения имитатора – предназначена для обеспечения системы имитатора воздухом высокого и низкого давления.

Подсистема управления изделием – предназначена для управления изделием и блоком имитации внешних нагрузок

Подсистема электропитания – предназначена для подачи электропитания на подсистему стенда, изделие и блок имитации внешних нагрузок.

Подсистема освещения – предназначена для освещения как рабочего места, так и стенда в целом.

Подсистема вентиляции – выполняет функции вентилирования помещения.

Подсистема светозвуковой сигнализации – оповещает об аварийной ситуации.

Подсистема индикации – выводит данные о состоянии.

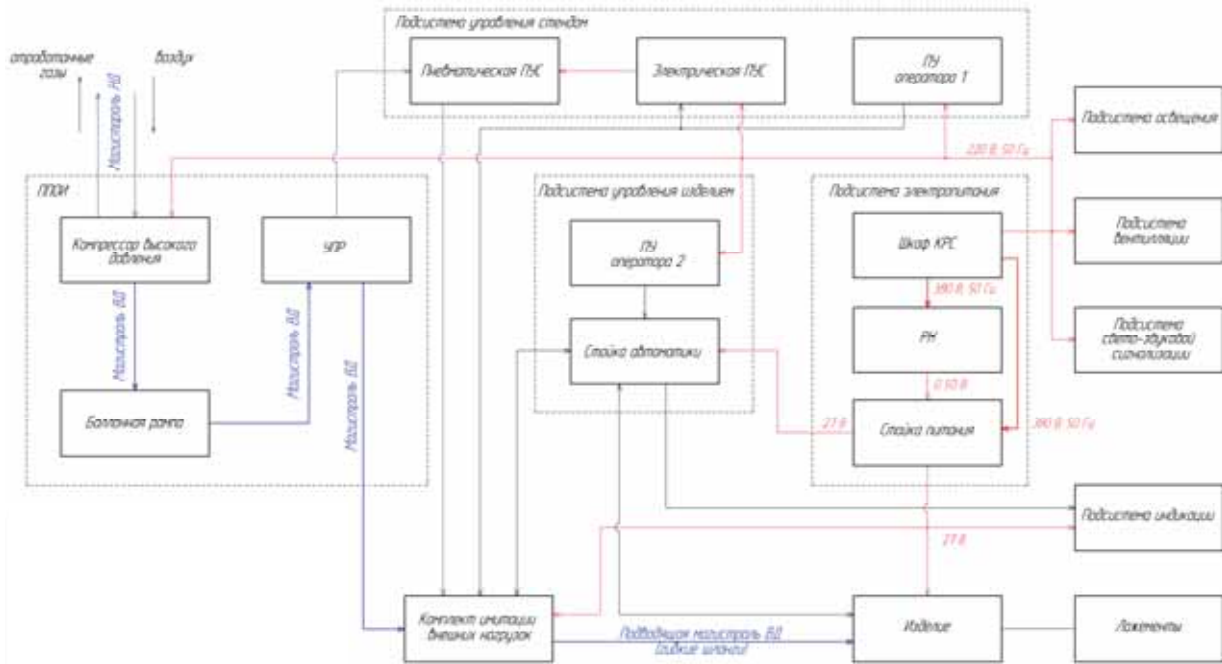


Рис. 1. Функциональная схема

Контролируемые параметры:

- давление в полостях силовых пневмоцилиндров ППГТ и блока имитации внешних нагрузок;
- давление в полостях пневмоцилиндров, управляющих гидротормозами;
- давление в полостях гидроцилиндра;
- текущее значение координаты положения штока;
- время установки штока в заданное положение;
- усилие на штоке;
- среднее значение тока в обмотке;
- частота синхроимпульсов;
- коэффициент заполнения импульса электроклапана, работающего в режиме ШИМ.

Принцип работы системы-имитатора нагрузки

Перед проведением исследований ППГТ закрепляется на стапеле, выполненном на основе трубы и закрепленном в ложементы, кроме того, на стапеле постоянно установлены и закреплены силовые элементы системы имитатора, непосредственно воздействующие на ППГТ. Кроме этого, открываются рабочие баллоны баллонной рамы, при необходимости, запускается компрессор высокого давления. Воздух высокого давления из рабочих баллонов баллонной рамы поступает на узел пневморас-

пределительный (УПР), откуда подводится к пневматической подсистеме управления стендом (ПУС).

Включение системы-имитатора осуществляется с пульта оператора 1 (ПО1), где задаются тот или иной режим работы. По команде с ПО1 включается электрическая ПУС, которая включает пневматическую ПУС. Кроме того, по команде, выдаваемой ПО1, включается подсистема освещения, подсистема вентиляции, подсистема свето-звуковой сигнализации, подсистема электропитания. Также подается от электрической ПУС питание на подсистему управления изделием, пульт оператора 2 (ПО2) и блок имитации внешних нагрузок. С ПО2 выдается команда на включение ППГТ (перемещение единого штока пневмоцилиндров в том или другом направлении). Усилие, с которым перемещается единый шток, также задается с ПО2 в виде сигнала управления на стойку автоматики, измерения и обработки информации, которая посредством подачи команд в виде напряжения 27 В открывает электроклапан изделия, который обеспечивает подачу воздуха высокого давления в одну из полостей пневмоцилиндра. Единый шток пневмоцилиндра начнет перемещаться. Для имитации нагрузки на едином штоке с помощью ПО1 задаются ее величина и характер, который реализуется стойкой автоматики, измерения и обработки информации. Управляющая ко-

манда в виде напряжения 27 В поступает на блок имитации внешних нагрузок (ИВН), при этом в одну из полостей пневмоцилиндра блока ИВН подается от пневматической ПУС воздух высокого давления, и тогда шток блока ИВН начинает оказывать силовое воздействие на единый шток ППГТ, по величине и характеру соответствующие заданным с ПО1.

Скорость перемещения единого штока ППГТ зависит от давления в его пневмоцилиндре в гидроцилиндре тормоза и от усилия, создаваемого блоком ИВН. В связи с этим в системе-имитаторе нагрузки организованы обратные связи по давлению в полостях пневмоцилиндра и гидроцилиндра тормоза в пневмоцилиндре блока ИВН. При этом сигналы с датчиков давления поступают в стойку автоматики, измерения и обработки информации, в которой вырабатываются сигналы регулирования давлений в пневмоцилиндре, гидроцилиндре ППГТ и в пневмоцилиндре блока ИВН, кроме того вырабатывается коэффициент заполнения импульса для электроклапана, работающего в режиме ШИМ. От коэффициента заполнения зависит гидравлическое сопротивление электроклапана, которое регулирует давление в надплунжерной и подплунжерной полостях гидротормоза.

Пульты оператора 1 и 2 имеют в своем составе персональные компьютеры со специальными программами, предназначенные для записи, обработки и хранения информации в реальном масштабе времени.

Заключение

В статье рассмотрено устройство и принцип работы системы-имитатора нагрузки. Показана зависимость скорости перемещения штока от давлений пневмоцилиндров и гидроцилиндра, величины заполнения импульса электроклапана, работающего в режиме ШИМ. Показана организация обратных связей, управляющих сигналов и команд, а также обработка информации, поступающей с датчиков.

Библиографический список

1. Бугаенко, В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем [Текст] / В.Ф. Бугаенко; под ред. академика АН УССР В.С. Будника – М.: Машиностроение, 1979.– 168с.
2. Башта, Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов [Текст] / Т.М. Башта – М.: Машиностроение, 1967. – 497 с.
3. Кожевников, С.Н. Аппаратура и механизмы гидро-, пневмо- и электроавтоматики металлургических машин [Текст] / С.Н. Кожевников. – Киев: МАШГИЗ, 1961. – 551 с.

SYSTEM-SIMULATOR LOAD THE STEERING ORGANS

© 2011 A. V. Aliluev

JSC «KB Electropribor», Saratov

Article is devoted development of system-simulator exterior loadings operating on steering organs. In article the system-simulator functional scheme, the general device, a principle of functioning, inspects and adjustable parameters also are resulted.

The pneumatic actuator with hydraulic brakes, pulse width modulation, the unit of simulation exterior loadings, control panel, subsystem.

Информация об авторах

Алилуев Алексей Васильевич, инженер-конструктор 3 категории ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. E-mail: aav@kbep.ru. Область научных интересов: системный анализ, силовые установки летательных аппаратов, электротехнические комплексы и системы, компьютерное моделирование.

Aliluev Alexey Vasilevich, The Design engineer of 3 classes of «Electropribor» Design Bureau, Saratov. E-mail: aav@kbep.ru. Area of research: the system analysis, power plants of flight vehicles, electrical complex and system, computer simulation.

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДИСКОВ

© 2011 О. В. Никишов, В. Г. Круцило

Самарский государственный технический университет

Разработана новая автоматизированная установка для термопластического упрочнения газотурбинных дисков.

Долговечность, турбинные диски, усталостная трещина, термопластическое упрочнение, автоматизированная установка, испытания на усталость.

Значительная часть парка газоперекачивающих агрегатов (ГПА) имеет значительную наработку и эксплуатируется в режиме полной нагрузки. На сегодняшний день достаточно остро стоит задача повышения долговечности и усталостной прочности пазов турбинных дисков как одного из важнейших рабочих органов газотурбинного комплекса (ГТК).

Набор данных статистики свидетельствует о том, что наиболее массовым дефектом дисков турбины газоперекачивающих установок является усталостная трещина на верхней впадине выступа зуба. Наиболее интенсивный рост трещин начинается через 50...60 тыс. часов эксплуатации. На практике более 90% всех поломок высоконагруженных и ответственных деталей ГТД носят усталостный характер [1,4].

Для увеличения долговечности и работоспособности деталей, работающих в условиях повышенных температур и знакопеременных нагрузок, широкое применение нашел метод термопластического упрочнения (ТПУ).

Данный метод позволяет наводить благоприятные с точки зрения усталостной прочности остаточные напряжения сжатия. Отличительной особенностью метода ТПУ является минимальная величина остаточных деформаций (0,5...1%) и связанная с этим энергетическая стабильность термоупрочненного поверхностного слоя. Данное напряженно-деформированное состояние обеспечивает малую релаксацию наведенных сжимающих напряжений и, следовательно, более длительное, чем при методах, основанных на поверхностно-пластическом де-

формировании (ППД), положительное воздействие их на сохранение высокого уровня усталостной долговечности в процессе эксплуатации детали.

Этот метод защищен патентами 2143011 от 20.12.99 (РФ), №2171857 от 13.11.2000, №2170272 от 26.02.2000 и наиболее приемлем для деталей типа турбинных дисков [2]. Он заключается в прогреве детали до определенной температуры (температуры начала термопластических деформаций, но ниже температуры фазо-структурных превращений) и ускоренном (водяным душем) её охлаждении. Образуемый в результате этого температурный перепад в тонком поверхностном слое обеспечивает создание термопластических напряжений, превышающих по величине предел текучести упрочняемого материала. После окончательного охлаждения всей детали в ее поверхностном слое формируются сжимающие остаточные напряжения.

В настоящее время в процессе эксплуатации дисков после 60...80 тыс. часов на торце некоторых «ёлочных» пазов со стороны входа газового потока появляются микротрещины. Дальнейшая эксплуатация таких дисков приводит к быстрому разрастанию этих трещин вдоль верхней выкружки выступа диска. Поэтому целесообразно провести упрочняющую обработку ТПУ всех турбинных дисков, находящихся в эксплуатации 35...40 тыс. часов. Это даст возможность отдалить момент появления микротрещин и увеличить срок службы ГПА на 30...50%.

Метод ТПУ лег в основу создания установок термопластического упрочнения

дисков турбин газоперекачивающего агрегата ГТК-10-4.

Одной из первых была сконструирована и изготовлена опытно-промышленная установка для термопластического упрочнения элементов крупногабаритных деталей газотурбинных двигателей [3,5]. Основными элементами установки являются: газовая горелка и спрейер; мобильный комплекс с ресивером для воздуха и аккумулятор с водой; набор контрольно-регулирующей аппаратуры, а также система газовоздушных и водяных трубопроводов. Нагрев детали осуществляется газовой горелкой, затем осуществлялось ускоренное охлаждение нагретого выступа из спрейера. В поверхностном слое формировались сжимающие остаточные напряжения. Данная установка была внедрена в производство, но получила ограниченное распространение в связи с выявленными недостатками (нестабильность процесса нагрева, сложность в настройке и управлении, повышенные требования безопасности, вредные производственные факторы; невозможность автоматизации работы установки).

С целью устранения недостатков установки с газовым нагревом была спроектирована и совместно с ООО «Самаратрансгаз» изготовлена автоматизированная установка для термопластического упрочнения пазов турбинных дисков с использованием электронагрева. На рис. 1,2 представлен общий вид установки.

Установка имеет две основные системы: систему нагрева и систему спрейерного охлаждения. Контролируемыми параметрами являются: давление воды, температура нагрева упрочняемой детали, время охлаждения, температура охлаждающей жидкости.

Работа установки осуществляется в следующем порядке.

Производится настройка приборов и устройств. Осуществляется проверка работы установки в ручном режиме управления. Далее производится термопластическое упрочнение. В гидробаке 4 в автоматическом режиме поддерживается необходимый уровень воды. Гидравлический аккумулятор 2 системы спрейерного охлаждения наполняется

водой с помощью вертикального многоступенчатого насоса 14, создается давление 8 атм. Нагрев диска и последующее охлаждение осуществляется методически. В печи 3 одновременно находятся 9 упрочняемых зубьев диска. Интервал нагрева завершается командой на поворот диска, при разрешающем сигнале от пирометра 21 (температура нагрева диска $650 \pm 20^\circ\text{C}$). По 9 зубьев одновременно выходят в положение для охлаждения. Время поворота определяется экспериментально и составляет примерно 5 секунд. По сигналу от бесконтактного датчика 19 осуществляется торможение двигателя 20 и фиксация ротора в заданном положении с помощью специального тормоза. От попадания воды и пара печь защищена механической заслонкой 22. После фиксации ротора в заданном положении происходит команда на включение охлаждения нагретого сектора. При этом открывается электромагнитный затвор 11 и вода под давлением из гидроаккумулятора 2 поступает в спрейер 1. Происходит охлаждение. Эта процедура занимает 3..5 секунд. На этом цикл «нагрев-поворот-охлаждение» завершен. Далее осуществляется поворот ротора в обратную сторону для возврата в зону нагрева неупрочненных зубьев и цикл работы «нагрев-поворот-охлаждение» повторяется. Полная автоматизация работы установки и всех сервисных устройств обеспечивается применением системы микропроцессорного управления.

Преимущества данной установки:

- надежность, безопасность и простота конструкции;
- дешевизна процесса упрочнения;
- автоматизация работы установки с использованием микропроцессорного управления (ПК);
- контроль над ведением процесса упрочнения и документирование полученных результатов.

Данная установка прошла межведомственные испытания, успешно внедрена в производство, выдвинута на премию ГАЗПРОМ.

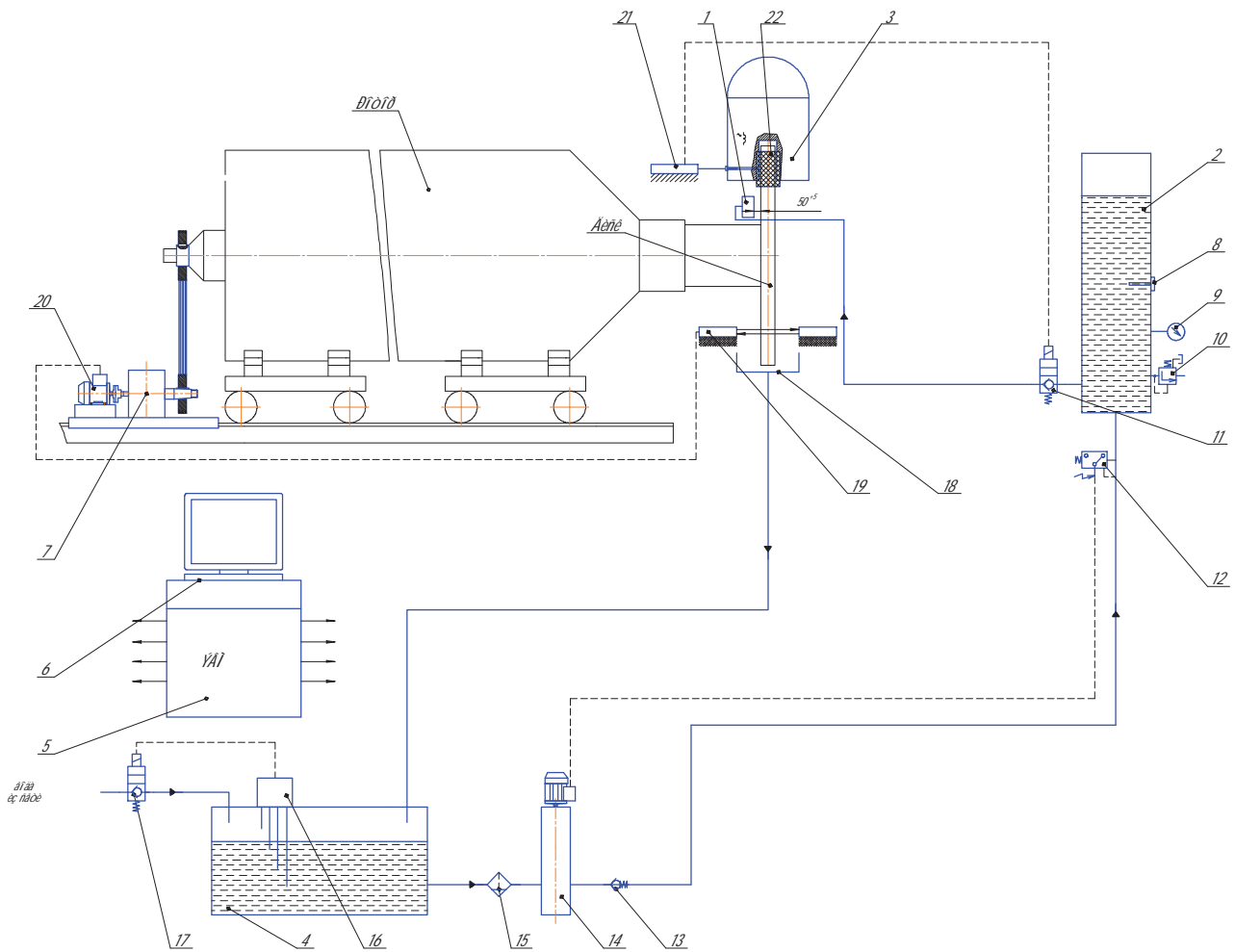


Рис. 1. Функциональная схема установки:

1-спрейер; 2-гидроаккумулятор; 3-печь; 4-емкость гидравлическая; 5-шкаф управления; 6-компьютер; 7-редуктор; 8- датчик температуры воды; 9-манометр; 10-клапан избыточного давления; 11, 17-клапан соленоидный; 12-датчик давления; 13-клапан обратный; 14-насосный агрегат; 15-фильтр сетчатый; 16 – сигнализатор уровня жидкости; 18-кожух; 19-датчик бесконтактный; 20-электродвигатель; 21-пирометр; 22-заслонка

В серийной технологии газотурбинные диски не подвергаются никакому упрочнению. Известно, что такого класса детали, подвергнутые упрочнению методами поверхностно-пластического деформирования (например лопатки из жаропрочных материалов), дают некоторый прирост усталостной прочности и, соответственно, долговечности. Однако результаты, полученные при термопластическом упрочнении лопаток, показали, что прирост усталостной прочности гораздо выше и составляет 15..20%. По-

этому был выбран способ упрочнения, который более эффективен для жаропрочных материалов.

На рис. 3 представлены результаты усталостных испытаний 1-го и 2-го вариантов образцов. Они показывают, что предел выносливости плоских образцов на базе $N=2 \cdot 10^7$ циклов, изготовленных из диска 1 ступени турбины ГТК-10-4, после отжига составил $\sigma_{-1}=230$ МПа.



Рис. 2. Установка ТПУ-Э

Для образцов, термоупрочненных на оптимальном режиме, данная характеристика составляет $\sigma_{-1}=273$ МПа, что на 19% больше, чем у неупрочненных образцов. Необходимо отметить, что с увеличением базы испытания относительный прирост предела

выносливости растет, то есть наблюдается эффект «самоупрочнения». Кроме того, малая степень релаксации остаточных напряжений, созданных при ТПУ, также способствует большему времени до момента зарождения усталостной микротрещины.

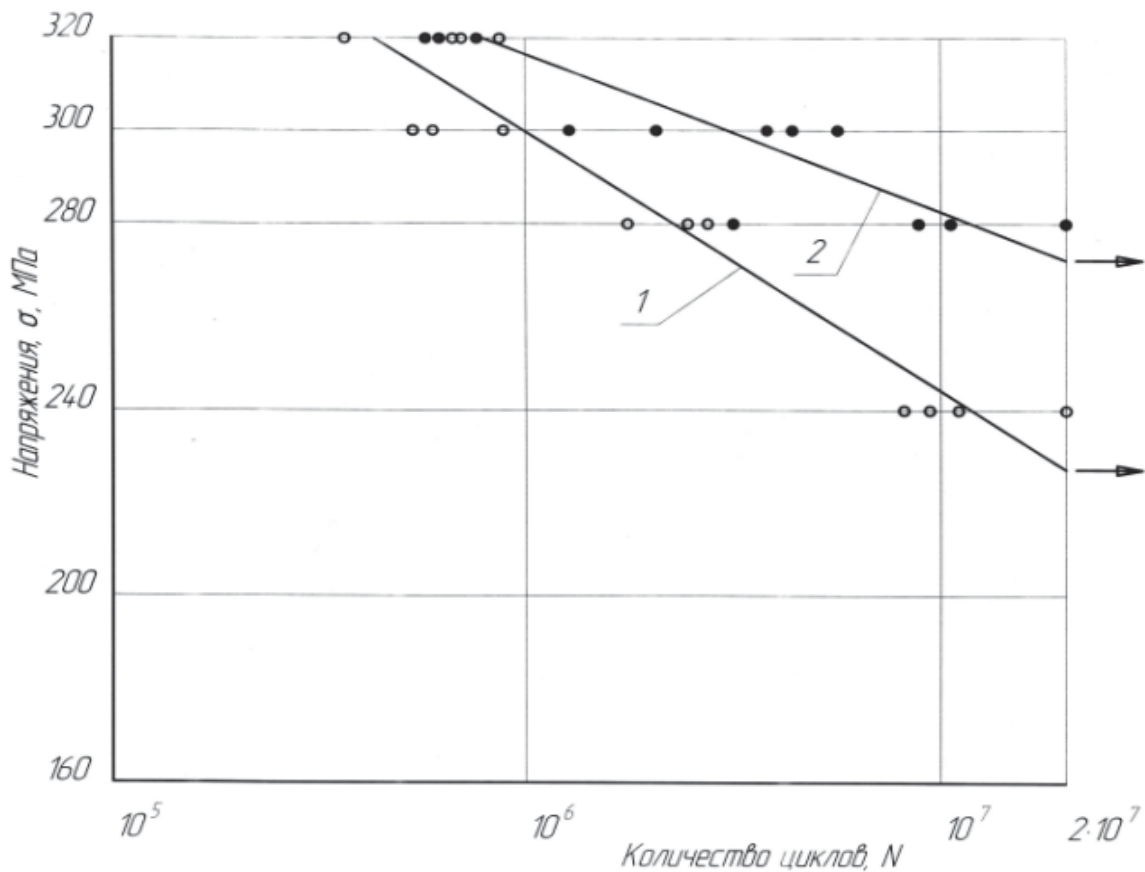


Рис. 3. Усталостная прочность плоских образцов, обработанных по вариантам: 1—отжиг (исходный); 2—отжиг+ТПУ ($T=650+20^{\circ}\text{C}$, $P_{\text{охл}}=480-500$ кПа, $\theta=13$ мин)

Усталостные испытания проведены в соответствии со стандартной методикой СНИЦ АПИД с доверительной вероятностью 0,95.

За время эксплуатации установок ТПУ дисков ООО «Газпром трансгаз Самара» совместно с ДОО «Центрэнергогаз» филиал «Самарский» была выполнена обработка по технологии ТПУ 22 дисков ТВД ГТК-10-4. Эффективность обработки методом ТПУ подтверждается представленной наработкой и отсутствием рекламаций от эксплуатации.

В дальнейшем предполагается создание новой установки для ТПУ дисков с использованием индукционного нагрева, что позволит резко увеличить производительность труда без потерь качества ТПУ.

Библиографический список

1. Разработка, проектирование и внедрение в производство установки для ТПУ пазов дисков турбины ГТК-10-4 [Текст]: отчёт о научно-исследовательской работе / Б.А. Кравченко, В.Г. Круцило, М.А. Вишняков [и др.] — Самара: СамГТУ, ИСАП, 2002.—290с.

2. Пат. РФ, МПК. Установка для термопластического упрочнения лопаток [Текст] / Кравченко Б.А., Россеев Н.И., Круцило В.Г. [и др.]; №2170272; 10.07.2001.

3. Пат. РФ, МПК. Установка для термопластического упрочнения крупногабаритных изделий [Текст] / Кравченко Б.А., Степаненко О.А., Медведев С.Д. [и др.]; №2219250; 06.05.2003.

4. Кравченко, Б.А., Термопластическое упрочнение — резерв повышения прочности и надежности деталей машин [Текст]: монография / Б.А. Кравченко, В.Г. Круцило, Г.Н. Гутман. — Самара: СамГТУ, 2000. — 216 с.

5. Вишняков, М.А. Повышение эксплуатационных характеристик тяжело нагруженных деталей ГТД [Текст] М.А. Вишняков // Дис. ... д-ра техн. наук — Самара: Сам. гос. техн. ун-т, - 2005. — 380 с.

6. Кузнецов, Н.Д. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей [Текст] / Н.Д. Кузнецов, В.И. Цейтлин. — М.: Машиностроение, 1976. — 216 с.

INCREASE DURABILITY OF GAS TURBINE DISKS

© 2011 O. V. Nikishov, V. G. Krutsilo

Samara State Technical University

The new automated installation for thermoplastic hardening was developed.

Durability, turbine disks, fatigue crack, thermoplastic hardening, automated installation, a fatigue test.

Информация об авторах

Никишов Олег Викторович, старший преподаватель кафедры «Инструментальные системы и сервис автомобилей» Самарского государственного технического университета. Тел.: (846) 333-34-53. E-mail: rusdemon@mail.ru. Область научных интересов: технология упрочнения деталей газотурбинных двигателей.

Круцило Виталий Григорьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Инструментальные системы и сервис автомобилей» Самарского государственного технического университета. Тел.: (846)333-34-53. E-mail: isap@samgtu.ru. Область научных интересов: технология машиностроения.

Nikishov Oleg Viktorovich, a senior lecturer in "instrumentation systems and service vehicles" of Samara State Technical University. Phone: (846) 333-34-53. E-mail: rusdemon@mail.ru. Area of Research: the technology of hardening of parts of gas turbine engines.

Krutsilo Vitaliy Grigorievich, Candidate of Technical Sciences, Docent department of instrumental systems and service vehicles of Samara State Technical University. Phone: (846) 333-34-53. E-mail: isap@samgtu.ru. Area of Research: engineering technology.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ С ЦИКЛОННО-ВИХРЕВОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ

© 2011 С. В. Веретенников, С. М. Хасанов

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьёва

Анализируются результаты экспериментального исследования интенсификации теплоотдачи в каналах охлаждения сопловой лопатки с циклонно-вихревой системой охлаждения. Установлены закономерности изменения температурных полей и интенсивности теплоотдачи на поверхности охлаждающих каналов в зависимости от числа тангенциальных подводов при различных перепадах давления. Получены критериальные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности охлаждающего канала сопловой лопатки с циклонно-вихревой системой охлаждения.

Повышение эффективности, циклонно-вихревая система охлаждения, теплообмен, сопловая лопатка.

Введение. Проблема создания перспективных методов внутреннего охлаждения лопаток турбин неразрывно связана с поиском новых высокоэффективных схем охлаждения, обеспечивающих требуемый уровень теплообмена. Анализ литературных данных показал, что закрутка потока является эффективным средством воздействия на структуру потока с целью интенсификации процессов переноса теплоты [1, 2]. Она характеризуется значительными радиальными градиентами скорости и давления, высоким уровнем турбулентных пульсаций, активным и консервативным воздействием центробежных сил на структуру потока. Эти специфические свойства закрученного потока позволили предложить в качестве альтернативных схем охлаждения лопаток турбин циклонно-вихревые (с закруткой потока) системы охлаждения.

При проектировании циклонной системы одним из важнейших является вопрос правильной организации закрутки потока в канале охлаждения, которая обеспечивает максимальную интенсификацию теплообмена при определенных ограничениях по расходу охладителя и потерям полного давления. Это достигается выбором формы и размера канала, количеством тангенциальных подводов охладителя и их размещением по длине канала. При варьировании этих параметров в канале формируется различная структура закрученного потока с разным уровнем интенсификации теплообмена [1, 2].

Исследование теплового состояния сопловой лопатки. С целью решения задачи оптимизации конструкции при проектировании системы охлаждения сопловой лопатки с циклонно-вихревой (с закруткой потока) системой охлаждения для обеспечения требуемой равномерности температуры по контуру и по высоте с достижением высокой интенсивности охлаждения как входной кромки, так и основной части пера лопатки проведено исследование теплообмена в циклонном канале во входной кромке и в каналах, расположенных в основной части пера лопатки, численным и экспериментальными методами.

Схема охлаждения лопатки представляет собой систему циклонных труб с подводами от центрального канала и вихревую матрицу, расположенную в задней части пера. Течение охладителя организуется следующим образом: а) от торцевого входа воздух подводится к центральному каналу; б) через отверстия, соединяющие центральный канал с боковыми производится подвод и закрутка для организации «циклонного» течения охладителя; в) в канале охлаждения входной кромки воздух выпускается в проточную часть через 4 ряда перфораций; г) в коллекторе, расположенном над лопаткой, организуется сбор охладителя из боковых отверстий и его подвод к «вихревой» матрице; д) после прохождения охладителя через «вихревую» матрицу он сбрасывается в проточную часть через щель в выходной кромке лопатки.

Схема охлаждения лопатки представлена на рис. 1.

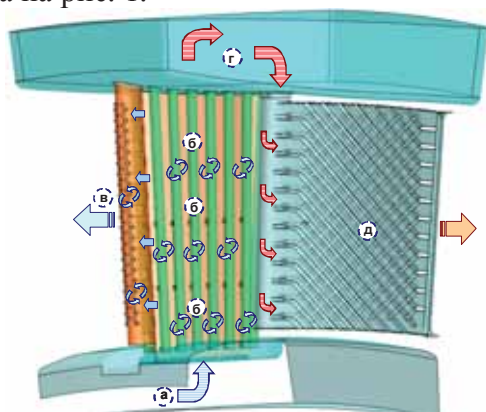


Рис. 1. Схема охлаждения лопатки

Работа по исследованию теплового состояния лопатки подразделялась на два этапа:

1 – определение теплового состояния входной кромки, выбор числа тангенциальных подводов и поиск эффективного режима работы;

2 – исследование теплообмена в циклонных каналах в теле пера лопатки.

Исследования проведены для различного числа тангенциальных каналов $n = 1; 2; 4; 6; 8$ при изменении величины перепада давления $\pi_{\text{охл}}^* = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8$.

Анализ результатов численного моделирования и экспериментальных данных показал, что для лопатки с охлаждаемой входной кромкой при использовании тангенциальных подводов с относительной площадью соплового ввода $\bar{f}_c = 0,1$ оптимальный результат достигается при использовании восьми тангенциальных подводов. При перепаде давления $\pi_{\text{охл}}^* = 1,8$ на этом режиме достигается максимальная хладопроизводительность – эффективность охлаждения имеет самые высокие значения $\theta = 0,68$, максимальная неравномерность температурного поля не превышает $\Delta T = 10$ К, при этом относительный расход охладителя составляет $\bar{G} = 4,1\%$. Среднее значение коэффициента теплоотдачи для рекомендуемого режима составляет $3600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$, что говорит о достаточно высокой интенсивности теплообмена.

Экспериментальное исследование теплообмена в циклонном канале во входной кромке. Для входной кромке течение охладителя осуществлялось следующим образом (рис. 2): воздух из патрубка поступал в центральную полость *a*, из которой через тангенциальные подводящие каналы *б* поступал в канал входной кромки *в* и сбрасывался в атмосферу.

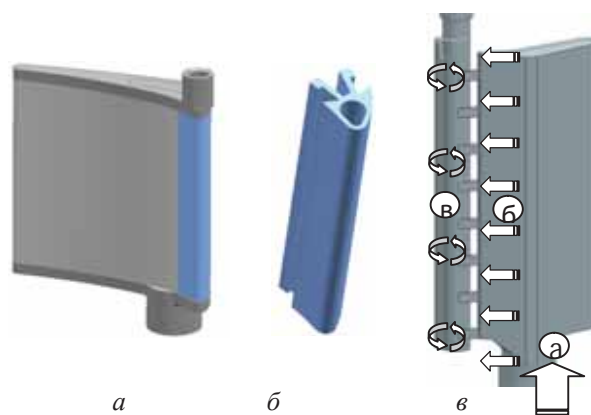


Рис. 2. Модель входной кромки: *a* – модель сопловой лопатки; *б* – входная кромка лопатки; *в* – система охлаждения модели и схема течения охладителя в исследуемом участке

Препарированная охлаждаемая лопатка устанавливалась в середину пакета из трех лопаток и испытывалась на экспериментальном стенде при параметрах газа $T_{\text{г}}^* = 800$ К, $(T_{\text{вх}}^*/T_{\text{г}}^*) = 0,36$, $\lambda_{\text{г}} = 0,7$, $\text{Re}_{\text{г}} = 0,48 \cdot 10^5$.

Основные характеристики лопаточного пакета: эффективный угол 16° , степень конфузорности 3,4, шаг 35 мм, угол установки лопаток 45° .

В качестве основных параметров, характеризующих эффективность рассматриваемой системы охлаждения, используются:

-расход охладителя $\bar{G}_{\text{охл}}$;

-эффективность охлаждения

$$\Theta = (T_{\text{г}}^* - T_{\text{ст}}) / (T_{\text{г}}^* - T_{\text{вх}}^*).$$

Распределение полного давления по высоте межлопаточного канала и температурное поле газа в горизонтальной плоскости перед пакетом лопаток представлены на рис. 3,а,б.

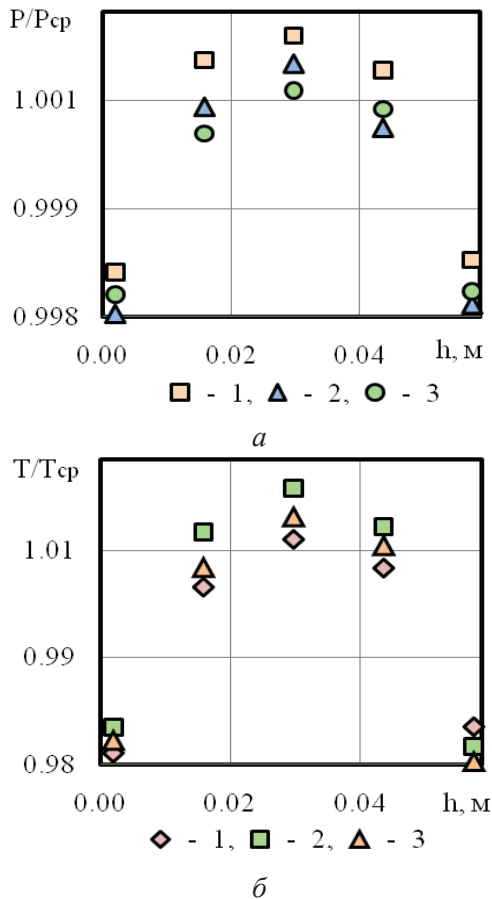


Рис.3. Распределение полного давления по высоте межлопаточного канала (а) и температурное поле газа в горизонтальной плоскости (б) перед пакетом лопаток ($P_{cp} = 102406,3 \text{ Па}$, $T_{cp} = 723 \text{ К}$)

Результаты экспериментов показывают, что зависимость относительного расхода (рис. 4,а) обратно пропорционально зависит от числа подводящих каналов и перепада давления. Расходные характеристики максимальны ($\bar{G}=3,8\%$) при числе тангенциальных подводов $n = 8$ и $\pi_{охл}^* = 1,8$; минимальны ($\bar{G}=1\%$) – при $n = 1$ и $\pi_{охл}^* = 1,2$. Расходные характеристики системы охлаждения, полученные при $n = 8$; $\pi_{охл}^* = 1,8$, являются приемлемыми для практики и не приведут к снижению КПД двигателя.

Температурная неравномерность на модели сопловой лопатки с одним и двумя тангенциальными подводами для всех перепадов давления достаточно высокая и составляет порядка $\Delta T = 60...70 \text{ К}$ соответственно для $\pi_{охл}^* = 1,8$ и $\pi_{охл}^* = 1,2$. С увеличением количества тангенциальных подводов до четырех и шести температурная неравномерность снижается до $\Delta T = 23...48 \text{ К}$ соответственно для $\pi_{охл}^* = 1,8$ и $\pi_{охл}^* = 1,2$.

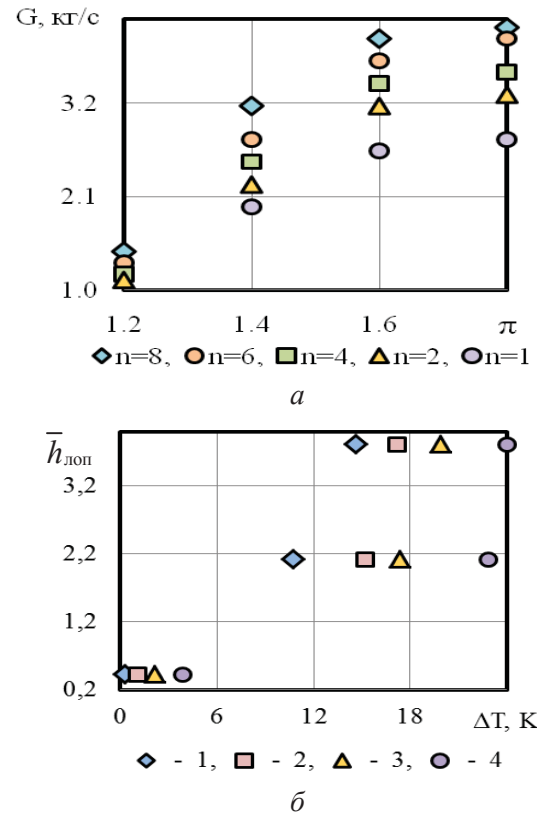


Рис. 4. Расходные характеристики (а) и абсолютный подогрев воздуха в канале входной кромки (б) модели:

$$\bar{G} = G_{вх} \cdot 100\% / G_r; G_r = 0,0756 \text{ кг/с};$$

$$1 - \pi_{охл}^* = 1,2; 2 - \pi_{охл}^* = 1,4; 3 - \pi_{охл}^* = 1,6; 4 - \pi_{охл}^* = 1,8;$$

$$\bar{h}_{лоп} = h / c_{max}, c_{max} = 11,8 \text{ мм}; n = 8$$

Сравнительно высокие значения температурной неравномерности при количестве тангенциальных подводов $n = 1; 2; 4$, по-видимому, связаны с разрушением закрутки и прогревом охлажденного закрученного потока при движении по высоте охлаждающего канала лопатки. При дальнейшем увеличении числа подводящих тангенциальных каналов до восьми наблюдается выравнивание температуры по высоте входной кромки $\Delta T = 11...21 \text{ К}$ соответственно для $\pi_{охл}^* = 1,8$ и $\pi_{охл}^* = 1,2$ (см. рис. 4,б). Количество подводящих каналов более восьми в конструкции сопловой лопатки из геометрических и практических соображений является нецелесообразным.

Из анализа экспериментальных данных следует, что эффективность охлаждения входной кромки снижается по высоте пера лопатки от корневого к верхнему сечению, это объясняется подогревом охлаждающего потока и снижением коэффициента теплоотдачи от разрушения закрутки при движении по каналу входной кромки (рис. 5).

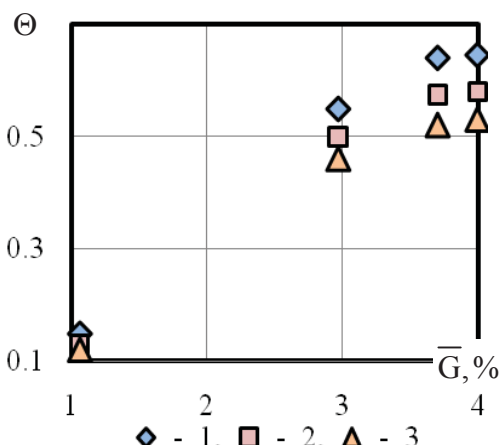


Рис. 5. Эффективность охлаждения входной кромки модели:

$$\bar{G} = G_{\text{вх}} \cdot 100\% / G_r; \quad \Theta = (T_r^* - T_{\text{ст}}) / (T_r^* - T_{\text{вх}}^*);$$

$$\bar{h}_{\text{лоп}} = h / c_{\text{max}}, \quad c_{\text{max}} = 11,8 \text{ мм};$$

$$1 - \bar{h}_{\text{лоп}} = 3,81; \quad 2 - \bar{h}_{\text{лоп}} = 2,12; \quad 3 - \bar{h}_{\text{лоп}} = 0,42;$$

$$\pi_{\text{охл}}^* = P_{\text{охл}}^* / P_{\text{вх}}^* = 1,8; \quad n = 8$$

Наиболее низкие значения эффективности охлаждения наблюдаются при количестве подводящих каналов $n = 1$ и $n = 2$ и составляют при относительном расходе $\bar{G} = 3 \dots 4\%$, $\Theta = 0,47; 0,43; 0,4$ соответственно для $\bar{h}_{\text{лоп}} = 3,81; \bar{h}_{\text{лоп}} = 2,12; \bar{h}_{\text{лоп}} = 0,42$. При увеличении числа подводящих каналов до $n = 4; 6; 8$ эффективность охлаждения возрастает и составляет при $\bar{G} = 3 \dots 4\%$ для $n = 4, \Theta = 0,65; 0,56; 0,5$ для $n = 6, \Theta = 0,65; 0,6; 0,56$ для $n = 8, \Theta = 0,68; 0,64; 0,52$, соответственно для $\bar{h}_{\text{лоп}} = 3,81; \bar{h}_{\text{лоп}} = 2,12; \bar{h}_{\text{лоп}} = 0,42$. Из указанных значений видно, что эффективность охлаждения при $n = 4; 6; 8$ находится приблизительно на одном уровне. Повышение теплосъема с увеличением количества подводящих тангенциальных каналов связано с меньшим прогревом охладителя из-за его дополнительного подвода по высоте канала, а также с стабилизацией закрутки потока.

Из характера зависимостей рис. 5 наблюдается плавное изменение эффективности охлаждения при возрастании относительного расхода $\bar{G} = 1 \dots 4\%$, что объясняется прогревом охлаждаемой входной кромки в результате теплообмена с неохлаждаемым телом модельной сопловой лопатки. Так до $\bar{G} = 1 \dots 3\%$ эффективность охлаждения нарастает монотонно (линия прямая), при $\bar{G} = 3 \dots 4\%$ она начинает интенсивно повышаться (линия выпуклая) за счет увеличения скорости закрутки при повышении расхода охладителя.

Исследование коэффициента теплоотдачи во входной кромке осуществлялось по методике регулярного режима с граничными условиями первого рода.

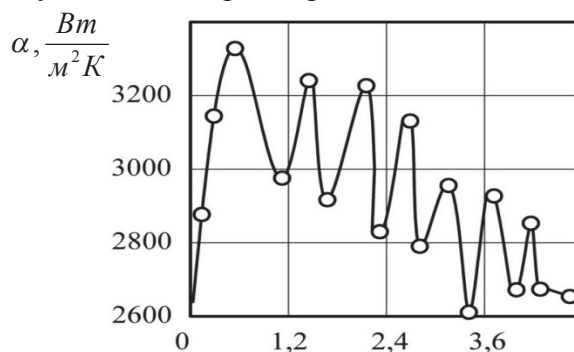


Рис. 6. Распределение коэффициента теплоотдачи в канале системы охлаждения по высоте входной кромки:
 $\pi_{\text{охл}}^* = P_{\text{охл}}^* / P_{\text{вх}}^* = 1,8; \quad \bar{h}_{\text{лоп}} = h / c_{\text{max}}, \quad c_{\text{max}} = 11,8 \text{ мм}; \quad \bar{f}_c = f_c \cdot \Pi / 4 \cdot F = 0,1;$
 $F = 1,83 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2; \quad n = 8; \quad G_b = 0,0027 \text{ кг/с}$

Наблюдается падение величины коэффициента теплоотдачи по высоте входной кромки (рис. 6). Это связано как с прогревом охладителя в центральной полости лопатки, так и закрученного потока во входной кромке. Экстремальные значения коэффициентов теплоотдачи возникают в области тангенциального подвода охлаждающего воздуха, что объясняется меньшей температурой охлаждающего потока и большей скоростью закрутки охладителя.

Результаты экспериментального исследования позволили получить критериальную зависимость для расчета среднего теплообмена в области $\pm 90^\circ$ от лобовой точки натекания коэффициента теплоотдачи:

$$\overline{Nu}_D = 0,212 \cdot \text{Re}^{0,628} \cdot \left(\frac{T_l}{T_{\text{вх}}} \right)^{-0,524} \cdot \left(\frac{n \cdot F_{\text{вх}}}{F_k} \right)^{-0,224} \cdot \text{Pr}^{0,11},$$

где $F_{\text{вх}}, F_k$ – площадь тангенциальной щели и циклонной камеры охлаждения; $T_l, T_{\text{вх}}$ – температура поверхности входной кромки и охлаждающего воздуха; n – число тангенциальных подводов охладителя.

Экспериментальное исследование теплообмена в циклонных каналах в теле пера лопатки. На втором этапе экспериментального исследования в работе проводилось моделирование теплового состояния поверхности пластины с тремя тангенциальными подводами, расположенными по высоте каналов (рис. 7).

Основной задачей численного моделирования являлось получение распределения коэффициентов теплоотдачи с помощью нерегулярного режима с граничными условиями первого рода. Система охлаждения

модели и схема течения охладителя следующая (рис. 7,б): «охладитель», подогретый до температуры 378 К, поступает в патрубок *a*, из него газ попадает в полость *б*, откуда по тангенциальным закручивающим устройствам *в, г, д* попадает в каналы охлаждения, далее газ собирается в ресивере *e* и через патрубок *ж* сбрасывается в атмосферу.

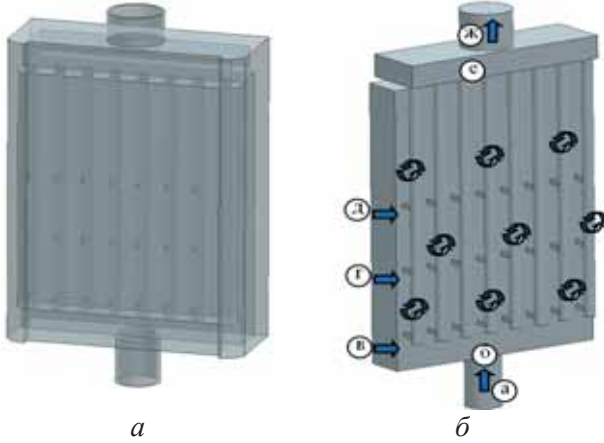


Рис. 7. Расчетная модель каналов, расположенных в основной части пера лопатки (а), система охлаждения модели и схема течения охладителя в исследуемом участке (б)

Результаты численного моделирования распределения коэффициентов теплоотдачи в канале системы охлаждения (рис. 8) выявили неравномерности по высоте охлаждающего канала – экстремальные значения коэффициентов теплоотдачи аналогично коэффициентам теплоотдачи в канале системы охлаждения по высоте входной кромки возникают в области тангенциальных подводов охладителя.

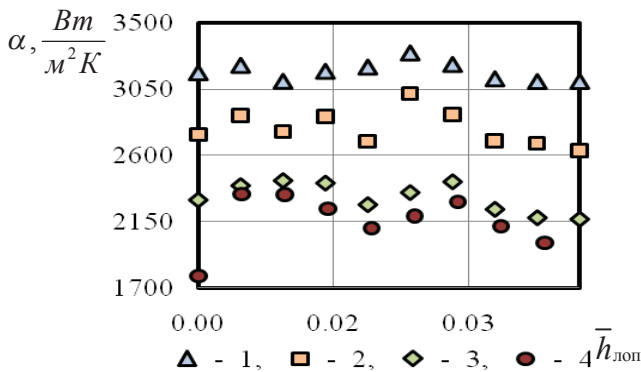


Рис. 8. Распределение коэффициента теплоотдачи в каналах системы охлаждения:

$$1 - \pi_{\text{охл}}^* = 1,2; 2 - \pi_{\text{охл}}^* = 1,4; 3 - \pi_{\text{охл}}^* = 1,6; 4 - \pi_{\text{охл}}^* = 1,8;$$

$$\bar{h}_{\text{лоп}} = h/c_{\text{max}}, c_{\text{max}} = 11,8 \text{ мм}; \bar{f}_c = f_c \cdot \Pi / 4 \cdot F = 0,1; t = 7 \text{ с};$$

При снижении перепада давления можно наблюдать практически эквидистантное падение коэффициентов теплоотдачи - это свидетельствует о том, что закрутка потока в канале поддерживается, а снижение связано

с падением радиальной компоненты скорости закрученного потока.

Модель для экспериментального исследования теплового состояния пластины и экспериментальный стенд представлены на рис. 9,а,б.

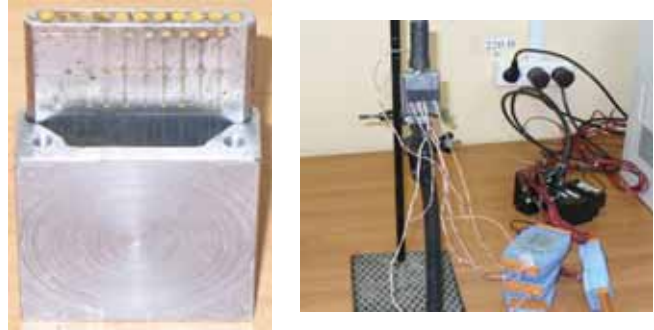


Рис. 9. Экспериментальное исследование теплового состояния пластины: а – пластина с тремя тангенциальными подводами охладителя, б – стенд для исследования теплообмена

По результатам экспериментального исследования получена критериальная зависимость для расчета среднего теплообмена по поверхности пластины коэффициента теплоотдачи:

$$\overline{Nu}_D = 0,243 \cdot Re^{0,58} \cdot \left(\frac{n \cdot F_{\text{ex}}}{F_k} \right)^{-0,126} \cdot Pr^{0,101},$$

где F_{ex}, F_k – площадь тангенциальной щели и циклонной камеры охлаждения; n – число тангенциальных подводов охладителя.

Заключение. По результатам экспериментального исследования коэффициентов теплоотдачи получены критериальные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности охлаждающего канала сопловой лопатки с циклонно-вихревой системой охлаждения.

Закрутка потока обеспечивает высокий уровень теплообмена, средняя эффективность охлаждения составила $\theta_{\text{ср}} = 0,59$ при относительном расходе охладителя $\bar{G} = 3,2\%$, а минимальная эффективность охлаждения – $\theta_{\text{min}} = 0,36$.

Представленные результаты показывают высокий потенциал концепции закрученного потока при ее использовании в системе внутреннего охлаждения перспективных лопаток турбин.

Работа выполнена под руководством д-ра техн. наук, проф. Ш.А. Пиралишвили и при финансовой поддержке гранта Президента РФ МК-6371.2010.8.

Библиографический список

1. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 5: Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков [Текст] / А.А. Халатов, И.И. Борисов, С.В. Шевцов. – Киев: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 500 с.
2. Козлов, А.П. Гидродинамические эффекты от сферических углублений на поверхности поперечно обтекаемого цилиндра [Текст] / А.П. Козлов, А.В. Шукин, Р.С. Агачев // Изв. высш.учеб. заведений. – Сер. Авиационная техника, 1994. №2. - С. 27-34.
3. Арсеньев, Л.В. Результаты исследования эффективности охлаждения рабочих лопаток газовых турбин воздухом и паром [Текст] / Л.В. Арсеньев, Ю.Г. Корсов, И.Б. Митяев // Тр. ЦКТИ. – 1978. – Вып. 165. – С.3 – 9.
5. Арсеньев, Л.В. Экспериментальная установка для исследования теплообмена в рабочих лопатках [Текст] / Л.В. Арсеньев, И.Б. Митяев, В.Г. Полищук // Изв. вузов. Энергетика. – 1975. – С.151 – 152.
6. Веретенников, С.В. Исследование интенсификации теплообмена в охлаждаемых лопатках высокотемпературных паровых и газовых турбин закруткой потока [Текст] / С.В. Веретенников, С.М. Хасанов, С.А. Смирнов // Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: сб. тр. 3-й Междунар. конф. – М.: Изд-во МЭИ, 2008. – С. 1 – 8.
8. Горелов, Ю.Г. Эффективные способы охлаждения лопаток турбин ГТУ и АГТД [Текст] / Ю.Г. Горелов.- Рыбинск: Изд-во РГАТА, 2004. –100с.
9. А.с. 248177 СССР. Способ определения локального коэффициента теплоотдачи и устройство для его осуществления [Текст] / А.А. Халатов, К.И. Капитанчук, А.С. Коваленко. – № 3123416; заявл. 2.09.85

INVESTIGATION OF THERMAL CONDITIONS NOZZLE BLADES WITH A CYCLONE-VORTEX COOLING SYSTEM

© 2011 S. V. Veretennikov, S. M. Khasanov

Rybinsk State Academy of Aviation Technology named after P.A. Solovyev

The results of an experimental study of heat transfer enhancement in channels of the cooling nozzle blade with cyclone-vortex cooling system are analyzed. The regularities of change of temperature fields and heat transfer coefficient on the surface of the cooling channels, depending on the number of the leads at different tangential pressure drops is established. Obtained criteria function for determining the heat transfer coefficient on the inner surface of the cooling channel nozzle blade with cyclone-vortex cooling system.

Improved efficiency, cyclone-vortex cooling system, heat transfer, nozzle blade.

Информация об авторах

Веретенников Сергей Владимирович, кандидат технических наук, доцент Рыбинской государственной авиационной технологической академии. E-mail: serveret@yandex.ru. Область научных интересов: теплообмен, газовая динамика.

Хасанов Салават Маратович, кандидат технических наук, старший преподаватель Рыбинской государственной авиационной технологической академии. E-mail: khasanov-salavat@rambler.ru. Область научных интересов: теплообмен, газовая динамика.

Veretennikov Sergey Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, docent of Rybinsk State Academy of Aviation Technology. E-mail: serveret@yandex.ru. Area of research: transfer, gas dynamics.

Khasanov Salavat Maratovich, Candidate of Technical Sciences, senior lecturer of Rybinsk State Academy of Aviation Technology. E-mail: khasanov-salavat@rambler.ru. Area of research: heat transfer, gas dynamics.

ПЛАСТИЧЕСКАЯ ПОТЕРЯ УСТОЙЧИВОСТИ ПРИ ОСЕВОМ СЖАТИИ ТРУБЫ

©2011 Р. И. Непершин

Московский государственный технологический университет «Станкин»

Рассмотрено пластическое формообразование кольцевых складок потери устойчивости при осевом сжатии тонкостенных труб. Начальная стадия образования складки рассчитывается по мембранной модели жесткопластической оболочки с условием пластичности Мизеса и упрочнением. Конечная стадия рассчитывается по идеально пластической моментной модели. Расчеты удовлетворительно согласуются с экспериментами.

Осевое сжатие тонкостенной трубы, пластическая потеря устойчивости, кольцевые складки, жесткопластическая мембрана, идеально пластический изгиб, условие Мизеса, упрочнение.

В [1] приведены первые экспериментальные данные о пластической потере устойчивости при осевом сжатии тонкостенных металлических труб в виде образования симметричных и несимметричных складок. Расчетные модели для треугольных, квадратных и кольцевых складок по теории пластического шарнира приведены в [2,3]. Экспериментальные исследования пластической потери устойчивости тонкостенных труб из алюминиевых сплавов приведены в [4,5].

Пластическое формообразование кольцевых складок при потере устойчивости трубы можно использовать для получения утолщений с криволинейным профилем. Работа пластического формоизменения при осевом сжатии тонкостенных труб может также использоваться в защитных конструкциях энергетических установок и транспортных машин для гашения кинетической энергии при аварийных нагрузках.

Вследствие сложности локальной пластической потери устойчивости с образованием различных форм складок эта важная задача до настоящего времени не получила развития.

Длина волны L при локальной потере устойчивости упругой цилиндрической оболочки с толщиной стенки h , радиусом средней поверхности R , модулем упругости E и коэффициентом Пуассона ν определяется формулой [1]

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{R^2 h^2}{12(1-\nu^2)}}. \quad (1)$$

Длины волн пластических кольцевых складок, полученные в экспериментах [4,5], удовлетворительно согласуются с формулой

(1). Это позволяет предположить, что пластическому образованию складок предшествует искривление стенки на стадии упругой нагрузки трубы. Аналогичный экспериментальный факт совпадения длины упругой волны с длиной волны складки при осевом пластическом сжатии тонкостенной трубы с квадратной формой поперечного сечения получен в [6].

В представленной работе рассматривается пластическое формоизменение металлических труб при осевом сжатии с относительно толстой стенкой, для которых преобладает осесимметричная форма локальной потери устойчивости в виде кольцевых складок с длиной волны, определяемой формулой (1). Для стальных труб критическое напряжение упругой потери устойчивости значительно превышает напряжение текучести [1], поэтому локальной потере устойчивости предшествует однородная пластическая деформация осевого сжатия, которая вследствие упрочнения материала существенно повышает критическое напряжение при пластической потере устойчивости.

Начальная стадия образования кольцевой складки происходит при больших осевых напряжениях сжатия с малой кривизной образующей и моделируется уравнениями мембранной теории жесткопластической оболочки.

Конечная стадия образования складки моделируется уравнениями идеально пластического изгиба с конечной кривизной криволинейных участков с учетом окружных напряжений и деформаций.

Представленная модель позволяет более точно оценивать работу пластического

формоизменения кольцевых складок при осевом сжатии труб по сравнению с [4,5], что имеет важное практическое значение при конструировании демпфирующих защитных устройств машин при аварийных нагрузках.

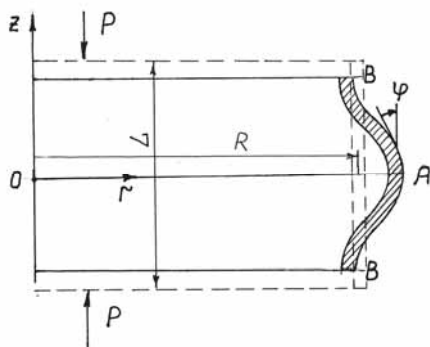


Рис. 1. Симметричная кольцевая складка в цилиндрических координатах

На рис. 1 показана симметричная кольцевая складка в цилиндрических координатах r, z, θ с длиной волны L , начальным радиусом срединной поверхности R_0 и толщиной стенки h_0 на начальной стадии потери устойчивости. Эта форма возникает после пластической деформации e_0 однородного осевого сжатия трубы.

Упрочнение материала задается степенной зависимостью напряжения текучести σ_s от пластической деформации e_p :

$$\sigma_s = \sigma_0 (1 + C e_p^n) \quad (2)$$

с параметрами материала C, n и σ_0 . Перед потерей устойчивости происходит пластическая деформация сжатия трубы с увеличением начального радиуса срединной поверхности и толщины стенки при уменьшении высоты трубы от H_0 до H :

$$R = R_0 (1 + 0.5 e_p), \quad h = h_0 (1 + 0.5 e_p), \quad (3)$$

$$e_p = \ln(H_0/H), \quad 0 \leq e_p \leq e_0.$$

Сила однородного сжатия трубы определяется формулой

$$P = 2\pi \sigma_s R_0 h_0 (1 + 0.5 e_p)^2. \quad (4)$$

При потере устойчивости на длине L происходит искривление образующей срединной поверхности. При осевом сжатии трубы материальный элемент срединной поверхности находится в плоском напряженном состоянии с отрицательным меридиональным σ_φ и окружным σ_θ напряжениями,

которые удовлетворяют условию пластичности Мизеса:

$$\sigma_\theta^2 + \sigma_\varphi^2 + \sigma_\theta \sigma_\varphi = \sigma_s^2. \quad (5)$$

Уравнение равновесия криволинейного элемента срединной поверхности по направлению нормали имеет вид

$$\chi \sigma_\varphi + \sigma_\theta \cos \varphi / r = 0, \quad (6)$$

где χ – кривизна образующей срединной поверхности в меридиональном сечении и φ – угол наклона касательной к образующей с осью z . Исключая σ_θ из (5) и (6), получим соотношение для σ_φ и χ

$$\sigma_\varphi \sqrt{(a^2 - a + 1)} = \sigma_s. \quad (7)$$

$$\text{отсюда } a = \chi r / \cos \varphi. \quad (8)$$

Дифференциальное уравнение равновесия в направлении касательной к образующей срединной поверхности с учетом изменения толщины стенки h имеет вид

$$d\sigma_\varphi = -(\sigma_\theta + \sigma_\varphi) \frac{dr}{r} - \sigma_\varphi \frac{dh}{h}. \quad (9)$$

Исключение σ_θ с помощью уравнений (6) и (8) приводит уравнение (9) к виду

$$d\sigma_\varphi = -\sigma_\varphi \left[(1-a) \frac{dr}{r} + \frac{dh}{h} \right]. \quad (10)$$

Приращение пластической деформации de_h по толщине связано с приращениями de_φ и de_θ условием несжимаемости и ассоциированным законом пластического течения:

$$de_h = -(1+b) de_\theta, \quad de_\varphi = b de_\theta, \quad (11)$$

$$b = (2-a) / (1-2a).$$

Напряжение σ_φ связано с коэффициентом a и σ_s уравнением (7), в котором σ_s определяется формулой (2) в зависимости от накопленной деформации e_p . Величина e_p с учетом начальной деформации e_0 определяется приращениями деформаций de_h, de_φ и de_θ по формуле

$$e_p = e_0 + (2/\sqrt{3}) \int \sqrt{1+b+b^2} |de_\theta|, \quad (12)$$

где $de_\theta = \Delta r/r$ – приращение окружной деформации.

Пластическая потеря устойчивости происходит при малом искривлении средин-

ной поверхности с длиной волны L , определяемой формулой (1). Радиус R при потере устойчивости определяется первым соотношением (3) в зависимости от начальной деформации e_0 . При заданных значениях e_0 и L сила P^* при потере устойчивости определяется формулой

$$P^* = 2\pi \sigma_s (R - \Delta) h, \quad (13)$$

где σ_s определяется для суммарной пластической деформации $e_p^* = e_0 + (2/\sqrt{3})\Delta/R$. Приравнявая величину P^* силе однородного пластического сжатия (4) до деформации e_0 с использованием уравнений (2) и (3) получаем зависимость между Δ/R_0 и e_0 :

$$\frac{\Delta}{R_0} = \frac{e_*^n - e_0^n}{e_*^n + 1/C}, e_* = e_0 + (2/\sqrt{3})\frac{\Delta}{R_0}. \quad (14)$$

Для тонкостенных труб с большим отношением R_0/h_0 деформация $e_0 \rightarrow 0$ и $\Delta \rightarrow 0$. Для толстостенных труб деформацию e_0 можно найти из (14) при заданном значении Δ . Для идеально пластического материала потеря устойчивости происходит при $e_0 = 0$ и $\Delta = 0$. Для упрочняющегося материала потеря устойчивости может происходить при $e_0 > 0$ и зависит от параметров материала C и n .

На начальной стадии после потери устойчивости кривизна образующей срединной поверхности мала. Форма складки определяется интегрированием дифференциального уравнения (10), правая часть которого зависит от кривизны χ , определяемой формулами (7) и (8). При решении уравнения (10) определяется кривизна χ и находится форма образующей срединной поверхности интегрированием дифференциальных соотношений

$$d\varphi = \chi dl, dr = dl \sin \varphi, dz = dl \cos \varphi, \quad (15)$$

где dl – длина элемента дуги образующей, которая изменяется вследствие деформации de_φ по второму соотношению (11) в зависимости от de_θ .

Интегрирование уравнения (10) выполняется численным методом Рунге-Кутты от точки A к точке B (рис. 1) с использованием переменной l_0 – начальной длины прямолинейной образующей срединной поверхности с радиусом R , определяемым для начальной деформации e_0 .

Точка A задается координатами $l_0 = 0$, $z = 0$, $r = R + \Delta_A$ при $\varphi = 0$ по условию симметрии складки. В точке A задается начальное значение кривизны χ_A , определяющее коэффициент a по формуле (8), затем определяются деформации по формулам (11) и (12), напряжение текучести по формуле (2) и напряжения σ_φ и σ_θ по формулам (7) и (6). Данные в точке A являются начальными условиями для численного интегрирования уравнения (10) с шагом dl_0 по координате $0 < l_0 < L/2$.

На первом шаге процедуры Рунге-Кутты по значениям r и a в точке A по формулам (11) вычисляются толщина h и длина dl , а затем интегрированием уравнений (15) определяется угол φ и координаты r, z узловой точки, находящейся на расстоянии dl по образующей от точки A . В результате определяется первое приближение для правой части уравнения (10) и напряжение σ_φ в соседней узловой точке. Затем из уравнений (7) и (8) вычисляются значения a и χ в соседней узловой точке, которые используются для уточненного вычисления правой части уравнения (10) на втором шаге процедуры Рунге-Кутты. Циклическое повторение описанной процедуры с использованием данных в найденной узловой точке в качестве начальных условий для уравнения (10) определяет криволинейную образующую срединной поверхности складки и распределения переменных $\sigma_\varphi, \sigma_\theta, \sigma_s, \chi, \varphi, h, r, z$ в зависимости от начальной координаты l_0 .

Точка B определяется координатой $l_0 = L/2$. Форма образующей складки представляет выпукло-вогнутую кривую с изменением знака кривизны χ и напряжения σ_θ при $r < R$. По условию симметрии в точке B должно выполняться равенство $\varphi = 0$, которое используется для корректировки кривизны χ_A в точке A в исходных данных вычислительной программы. Осевое перемещение s , соответствующее образованию одной складки с амплитудой радиального смещения Δ_A точки A , равно $L - 2z_B$. Соответствующее значение осевой силы сжатия определяется формулами

$$P(s) = 2\pi \sigma_{\varphi A} r_A h_A = 2\pi \sigma_{\varphi B} r_B h_B. \quad (16)$$

С увеличением радиального смещения Δ_A точки A и перемещения s быстро увеличиваются кривизны χ_A и χ_B в точках A и B с

уменьшением кривизны около точки перегиба и силы P . Поэтому на конечной стадии образования складки в зоне перегиба при $\chi \rightarrow 0$ происходит разгрузка материала при статически допустимом напряженном состоянии $\sigma_s > |\sigma_\phi| > 0$ и $\sigma_\theta = 0$, при котором тождественно выполняется уравнение равновесия (6).

Конечная стадия образования складки описывается моделью идеально пластического изгиба, показанной на рис. 2.

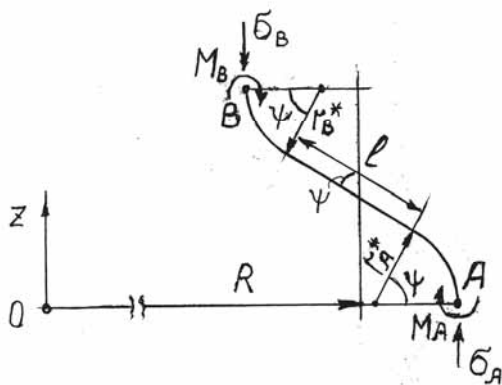


Рис. 2. Модель идеально пластического изгиба

Радиусы кривизны $r_A^* = 1/\chi_A$ и $r_B^* = 1/\chi_B$ круговых участков в точках A и B определяются с учетом нормальных напряжений σ_A, σ_B . Круговые участки складки соединены жестким линейным отрезком длиной l с углом наклона $\psi = -\phi$ к оси z . На круговых участках учитывается окружная деформация e_θ , приводящая к изменению толщины, для среднего значения χ между начальной и конечной формами складки:

$$\begin{aligned} h_A &= h \left(1 + \frac{1 + 0.5a_A}{1 - a_A} \ln \frac{r_A}{R} \right), \\ h_B &= h \left(1 + \frac{1 + 0.5a_B}{1 - a_B} \ln \frac{r_B}{R} \right), \\ a_A &= -\frac{r_A}{r_A^*}, \quad a_B = \frac{r_B}{r_B^*}. \end{aligned} \quad (17)$$

Нормальные напряжения σ_A и σ_B удовлетворяют условию пластичности (5) и уравнению равновесия (6) при $\phi = 0$. Исключая напряжение σ_θ из этих уравнений, находим радиусы кривизны r_A^* и r_B^* :

$$\begin{aligned} r_A^* &= \frac{2r_A\sigma_A}{-\sigma_A + \sqrt{4\sigma_s^2 - 3\sigma_A^2}}, \\ r_B^* &= \frac{2r_B\sigma_B}{-\sigma_B + \sqrt{4\sigma_s^2 - 3\sigma_B^2}}. \end{aligned} \quad (18)$$

Напряжения σ_A и σ_B связаны условием равновесия нормальных сил:

$$\sigma_A r_A h_A = \sigma_B r_B h_B. \quad (19)$$

На конечной стадии образования складки возникают большие пластические деформации, при которых производная $d\sigma_s/de_p$ мала, поэтому на этой стадии применяем модель идеально пластического тела. Моменты пластического изгиба с учетом нормальных сил в точках A и B при использовании σ_s в качестве характерного напряжения определяются формулами

$$M_A = \frac{h_A^2}{4} (1 - \sigma_A^2), \quad M_B = \frac{h_B^2}{4} (1 - \sigma_B^2). \quad (20)$$

Моменты, приведенные к точке A , удовлетворяют уравнению равновесия

$$M_A r_A + M_B r_B = \sigma_B r_B h_B (r_A - r_B). \quad (21)$$

Уравнения (19) – (21) приводятся к квадратному уравнению относительно напряжения σ_B , из которого находим

$$\begin{aligned} \sigma_B &= \frac{-b + \sqrt{b^2 + ac}}{a}, \quad a = 1 + \frac{r_B}{r_A}, \\ b &= 2 \frac{r_A}{r_B} \frac{(r_A - r_B)}{h_B}, \quad c = 1 + \frac{r_A h_A^2}{r_B h_B^2}. \end{aligned} \quad (22)$$

Условия сохранения длины образующей срединной поверхности и объема кольцевой складки приводят к уравнениям

$$l + (r_A^* + r_B^*) \psi = L/2, \quad (23)$$

$$\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 = hRL/2, \quad (24)$$

$$\xi_1 = [h_B r_B^* (r_B + r_B^*) + h_A r_A^* (r_A - r_A^*)] \psi,$$

$$\xi_2 = [h_A (r_A^*)^2 - h_B (r_B^*)^2] \sin \psi,$$

$$\xi_3 = \frac{1}{4} l (h_A + h_B) [r_A + r_B - (r_A^* - r_B^*) (1 - \cos \psi)].$$

Переменные r_A^*, r_B^*, l и ψ связаны с радиусами r_A и r_B точек A и B в цилиндрических координатах уравнением

$$l \sin \psi + (r_A^* + r_B^*) (1 - \cos \psi) = r_A - r_B. \quad (25)$$

Перемещение s , соответствующее образованию одной складки, определяется формулой

$$s = L - 2[(r_A^* + r_B^*) \sin \psi + l \cos \psi]. \quad (26)$$

При заданном перемещении s получаем нелинейную систему уравнений (17) – (26) для неизвестных $h_A, h_B, r_A, r_B, r_A^*, r_B^*, \sigma_A, \sigma_B, l$,

ψ . Эту систему решаем методом простых итераций с использованием начальных значений h_A, h_B, r_A^*, r_B^* и ψ , известных после расчета начальной стадии образования складки по мембранной теории. Угол ψ используется в качестве независимой переменной. На первой итерации из уравнения (23) определяется l по начальным значениям r_A^* и r_B^* . Затем решается линейная система (24), (25) относительно переменных r_A и r_B с использованием начальных значений h_A и h_B . По уравнениям (22) и (19) определяются напряжения σ_B и σ_A , и по уравнениям (18) и (17) находят новые приближения для r_A^*, r_B^*, h_A и h_B . Практически достаточная точность решения системы при малом приращении угла $\delta\psi$ получается за одну-две итерации. После завершения итераций при заданном угле ψ по формулам (26) и (16) определяется зависимость $P(s)$ при увеличении угла ψ .

Ниже приведен пример расчета формообразования симметричной складки при осевом сжатии тонкостенной трубы из стали 10 с начальным диаметром 50 мм и толщиной стенки 1 мм. Аппроксимацией экспериментальной кривой упрочнения зависимостью (2) получены значения параметров $\sigma_0=280 \text{ Н/мм}^2, C = 2.8, n = 0.75$. По формуле (1) при $\nu = 0.3$ находим длину волны $L=17.3 \text{ мм}$. Начальная пластическая деформация e_0 при $\Delta = 0.01 \text{ мм}$ по уравнению (14) равна 0.05. Критическая сила потери устойчивости P^* , рассчитанная по уравнению (13), равна 57.26 кН.

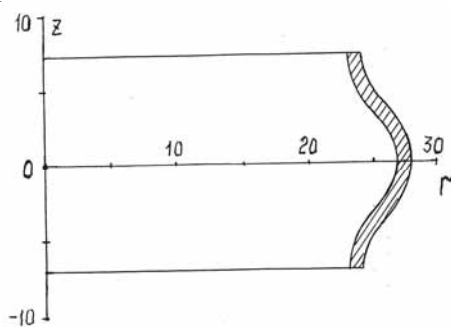


Рис. 3. Форма складки, найденная интегрированием уравнений

На рис. 3 показана форма складки, найденная интегрированием уравнений (10) и (15) для радиального смещения $\Delta_A = 1.8 \text{ мм}$. Расчетные значения перемещения s и силы P равны 3.27 мм и 10.77 кН. С увеличением s

происходит быстрое снижение силы P и увеличение кривизны складки в точках A и B .

На рис. 4 показаны формы складки для $\psi = 1$ (а), $\psi = 1.6$ (б) и $\psi = 2$ (с), рассчитанные с использованием начальных данных r_A^*, r_B^*, h_A и h_B при $\psi = 0.8$ для складки, показанной на рис. 3. В отличие от модели идеально пластического шарнира [3] расчет конечной стадии формоизменения складки по настоящей модели показывает увеличение кривизны до конечных значений в точках A и B при контакте по внутренней границе складки в конце процесса. Эта форма качественно согласуется с экспериментальными данными, приведенными в работах [1,4,5].

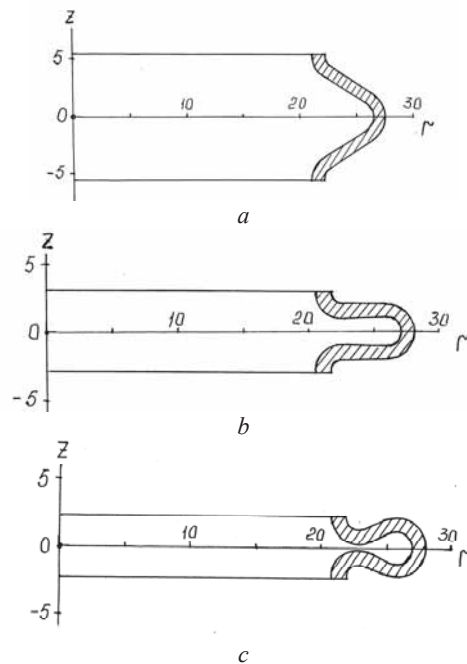


Рис. 4. Формы складки для $\psi = 1$ (а), $\psi = 1.6$ (б) и $\psi = 2$ (с)

На рис. 5 показана зависимость осевой силы сжатия P , кН от перемещения s , мм при образовании одной складки, включая упругий участок OA до начала пластической деформации в точке A .

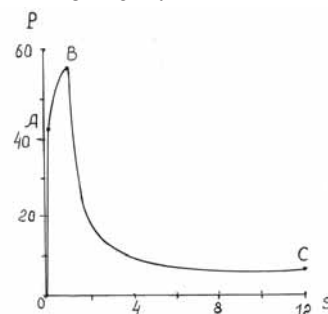


Рис. 5. Зависимость осевой силы сжатия P , кН от перемещения s , мм

На участке AB происходит однородная пластическая деформация до $e_0 = 0.05$ с увеличением силы P до критического значения 57.26 кН в точке B . На участке BC происходит образование кольцевой складки до ее смыкания в точке C . Этот участок имеет круто падающую часть при малых перемещениях s после критической точки B , на которой образуется складка, рассчитываемая по мембранной теории, и пологую часть при больших перемещениях s , на которой форма складки рассчитывается по модели идеально пластического изгиба. Эта модель показывает пологий минимум силы P в окрестности угла $\psi = \pi/2$, после которого происходит быстрое смыкание складки. При отсутствии упрочнения (идеально пластическая модель) и при $e_0 \rightarrow 0$ (тонкостенная труба большого диаметра) участок AB стя-

гивается к точке A и работа пластического формообразования складки сильно снижается. Расчеты работы формообразования кольцевых складок по модели идеально пластического шарнира [3] приводят к заниженным оценкам по сравнению с экспериментальными данными [5].

Проведены эксперименты по осевому сжатию трубы из стали 3 на гидравлической испытательной машине с записью графика $P(s)$ при пластической потере устойчивости с образованием кольцевых складок. Кривая упрочнения материала получена осадкой кольцевых образцов между шлифованными плитами со смазкой суспензией машинного масла с графитом. Кривая упрочнения аппроксимирована зависимостью (2) с параметрами $\sigma_0 = 320$ Н/мм², $C = 2.25$, $n = 0.41$.

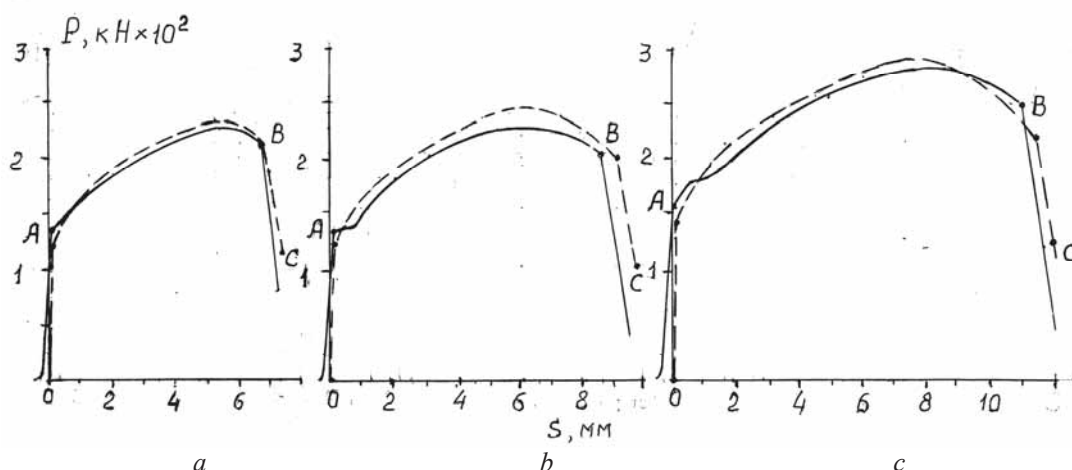


Рис. 6. Экспериментальные зависимости

На рис. 6 сплошными линиями показаны экспериментальные зависимости $P(s)$ при потере устойчивости образцов с начальными размерами D_0, h_0, H_0 : 42, 3.2, 74 мм (а); 41.5, 3.25, 71.4мм (b) и 42, 3.75, 75 мм (с). На образцах (b) и (с) наблюдается площадка текучести, смещающая кривую нагрузки по оси s . От точки A до точки максимума кривой $P(s)$ происходит однородная пластическая деформация $e_0 = 0.07, 0.095$ и 0.098 для образцов (а), (b) и (с) соответственно. Максимальные силы соответствуют формуле (4). После точки максимума происходит потеря устойчивости образцов в виде двух плавно сопряженных складок.

Расчетные зависимости показаны на рис. 6 штриховыми линиями. На участке однородной пластической деформации образ-

цов до e_0 зависимости $P(s)$ рассчитаны по формуле (4). Силы в точках B и C расчетной зависимости $P(s)$ получены моделированием складок с минимальной и максимальной амплитудами радиального смещения точки A (см. рис. 1).

При пластическом сжатии образцов с размерами $D_0 = 40$ мм, $H_0 = 70$ мм при $h_0 = 1$ и 2 мм наблюдали образование трех треугольных и квадратных складок соответственно. Деформации однородного сжатия для этих образцов перед потерей устойчивости равны 0.017 и 0.033 соответственно. Эксперименты показывают увеличение критической силы пластической потери устойчивости с увеличением толщины стенки за счет увеличения e_0 и упрочнения материала образца.

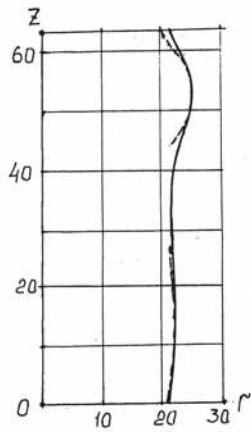


Рис. 7. Средние профили

После разгрузки образцов измеряли профиль наружной поверхности с точностью 0.01 мм. Измерения показали эксцентricность профилей ~ 0.1 мм относительно оси образцов. На рис. 7 сплошными линиями показаны средние профили $r(z)$, мм для образца (b) в виде двух сопряженных складок с различной амплитудой.

Амплитуды экспериментальных профилей и приведенные выше начальные деформации e_0 использовали для расчета профилей симметричных складок на начальной стадии потери устойчивости. Длина волны, рассчитанная по уравнению (1), равна 28 мм. Расчетные профили симметричных складок с заданными значениями амплитуды показаны на рис. 7 штриховыми линиями.

Для складки с малой амплитудой расчетные профили практически совпадают с экспериментом. Для складки с большой амплитудой расчетные профили отклоняются от эксперимента около контакта с подвижной плитой и в зоне сопряжения с нижней частью профиля. Длина волны L хорошо согласуется с экспериментом для складки с малой амплитудой. Отклонения расчетного профиля складки с большой амплитудой от экспериментального можно объяснить влиянием контактного трения, некрatностью высоты образца длине волны L и отсутствием симметрии профиля при сопряжении складок с различной амплитудой.

Эксперименты показывают удовлетворительное соответствие с расчетной моделью начальной стадии пластической потери устойчивости трубы с образованием кольцевых складок по зависимости $P(s)$ с учетом

упрочнения материала и начальной пластической деформации e_0 .

Так как сила P для складки с малой амплитудой значительно больше силы для складки с большой амплитудой (точки B и C на рис.6), то деформирование складки с большой амплитудой продолжается с падением силы P без деформирования складки с малой амплитудой вплоть до смыкания складки с большой амплитудой. При дальнейшем сжатии трубы происходит увеличение силы P до значения, соответствующего складке с малой амплитудой и меньшего по сравнению с начальной силой потери устойчивости.

При стационарном складкообразовании достаточно длинной трубы устанавливаются постоянные формы конечной и начальной складок, проводящие к периодическим зависимостям силы от перемещения, наблюдаемым в экспериментах [1,4,5].

Библиографический список

1. Тимошенко, С.П. Устойчивость упругих систем [Текст] / С.П. Тимошенко М.: Гостехиздат. 1946. -532 с.
2. Timoshenko, S. Theory of Elastic Stability / S. Timoshenko McGraw-Hill, New York, 1934.
3. Pugsley, A. The large-scale crumpling of thin cylindrical columns / A. Pugsley, M. Macaulay // Quart. Journal Mech. and Applied Math. 1960. V. XIII. Pt.1. pp. 1–9.
4. Alexander, J.M. An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading / J.M. Alexander // Quart. Journal Mech. and Applied Math. 1960. V. XIII. Pt.1. pp. 10–15.
5. Andrews, K.R.F. Classification of the axial collapse of cylindrical tubes under quasi-static loading / K.R.F. Andrews, G.L. England, E. Ghani // Intern. Journ. of Mechanical Sciences. 1983. V. 25. pp. 687–696.
6. Mamalis, A.G. The quasi-static crumpling of thin-walled circular cylinders and frusta under axial compression / A.G. Mamalis, W. Johnson // Intern. Journ. of Mechanical Sciences. 1983. V. 25. pp. 713 – 732.
7. Meng, Q. Axial crushing of square tubes / Q. Meng, S.T.S. Al-Hassani, P.D. Soden // Intern. Journ. of Mechanical Sciences. 1983. V. 25. pp. 747 – 773.

PLASTIC BUCKLING OF AXIALLY COMPRESSED TUBE

©2011 R. I. Nepershin

Moscow State Technological University “Stankin”

Plastic forming of circular buckling folds is considered for axially compressed tube. Initial stage of the buckling fold forming is calculated using membrane rigid-plastic shell model with Mises yield criterion and plastic work hardening effect. Final stage of the buckling fold forming is calculated using ideal plastic bend model. Models predictions are reasonable correlated with experimental data.

Thin-walled tube axial compression, plastic buckling, circular folds, rigid-plastic membrane, ideal plastic bending, Mises yield criterion, work hardening.

Информация об авторах

Непершин Ростислав Иванович, доктор технических наук, профессор Московского государственного технологического университета «Станкин». Тел.: (495) 654-39-61, 8-926-899-65-25. E-mail: nepershin_ri@rambler.ru. Область научных интересов: прикладные задачи теории пластичности.

Nepershin Rostislav Ivanovich, doctor of technical sciences, the professor of Moscow State Technological University “Stankin”. Phone: (495) 654-39-61, 8-926-899-65-25. E-mail: nepershin_ri@rambler.ru. Area of research: applied problems of plasticity theory.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЖЕКТОРА ДЛЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПАКЕТА ПРОГРАММ ДЛЯ РАСЧЁТА ИХ ХАРАКТЕРИСТИК

©2011 Я. Георги¹, С. Штаудахер¹, С. В. Фалалеев²

¹Институт авиационных двигателей университета Штутгарта, Германия

²Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Принцип работы эжектора хорошо известен, однако в пакетах программ по расчету характеристик двигателей отсутствуют соответствующие модели. Вызывает интерес взаимное влияние работы эжектора и газотурбинного двигателя. Поэтому создан модуль вычисления характеристик эжектора в газотурбинном двигателе с сужающимся основным соплом для применения в составе расчетного пакета программ. На первом этапе представлена упрощенная одномерная модель сопла эжектора для идеального сжимаемого потока воздушно-газовой смеси. Модель применима для решения уравнений потока в случае как докритического, так и сверхкритического истечения из основного сопла. Помимо объединения модели с программой расчёта характеристик SAERP (Sophisticated Aero-Engine Performance Program) также описано решение с помощью итерационного приближения. В качестве примера выполнен расчет микрогазотурбинного двигателя ILA001 на рабочих режимах и произведено сравнение со случаем без эжектора. Последующее рассмотрение результатов показывает, что модель необходимо доработать за счет учета потерь на входе, на смешение и на трение.

Газотурбинный двигатель, эжектор, расчёт характеристик, сопло, эффективность движителя.

Институт авиационных двигателей университета Штутгарта и факультет двигателей летательных аппаратов СГАУ сотрудничают в области создания микрогазотурбинного двигателя тягой 395Н. Целью исследований является улучшение эффективности таких маленьких авиационных двигателей. Общий КПД является производением термического КПД и КПД движителя. Термический КПД может быть улучшен путём увеличения суммарной степени повышения давления, температуры на входе в турбину или КПД компонентов. КПД движителя может быть улучшен, например, путём увеличения степени двухконтурности потока. Микрогазотурбинные двигатели с вторичными потоками являются нетрадиционными и существует потребность для их научного исследования. Возможные конструкции могут быть с редукторным вентилятором, двухвальным ТРДД, с вентилятором, расположенным в задней части двигателя, или биротативным вентилятором, с задним расположением вентилятора без направляющей лопатки. Все эти конфигурации способны увеличить КПД движителя, однако они технически сложны и приводят к большей массе двигателя, чем в случае с эжектором. В последнем случае отсутствуют движущиеся части и это является предметом последующего исследования.

За последние 60 лет было выполнено много исследований эжекторов в составе реактивных двигателей [1-5]. Целью было увеличение тяги двигателя. Уменьшение расхода топлива, снижение шума реактивной струи, уменьшение выходной температуры и т.д. были второстепенными в то время и редко являлись предметом научной работы. Исследования над эжекторами носили главным образом экспериментальный характер. На сегодняшний день не существует модели эжектора, которая в состоянии достоверно определять величину эксплуатационных характеристик в широком диапазоне режимов. Это является необходимым для оценки характеристик эжектора на авиационном двигателе и сравнения с другими конфигурациями, а также для количественной взаимозависимости между эжектором и двигателем. Поэтому возникла необходимость в модели эжектора в реальных полётных условиях. Результаты этого расчёта должны опираться на экспериментально полученные результаты.

Моделирование

Моделирование модуля эжектора основано на методе Шторкебаума [6]. Он был расширен для рассмотрения смешивания двух различных газов и реализован в пакете программ расчёта характеристик SAERP. Расчёт основан на простой модели эжектора, расположенного за соплом (рис. 1).

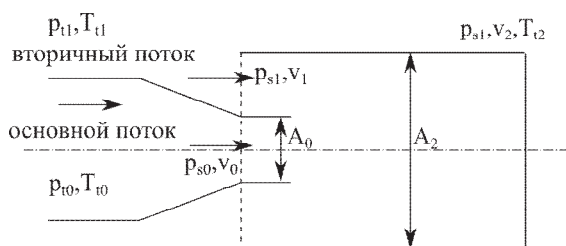


Рис.1. Модель эжектора

Величины p_{t0} и p_{t1} , а также T_{t0} и T_{t1} можно считать известными, так как они обеспечиваются предшествующим модулем, т.е. соплом или окружающей средой соответственно. A_0 и A_1 представляют независимые параметры. Все другие зависимые от этих параметров должны рассчитываться.

Отношение ε основной площади сопла к вторичной:

$$\varepsilon = \frac{A_0}{A_2}, \quad (1)$$

кроме того

$$A_1 = A_2 - A_0. \quad (2)$$

Докритический поток основного сопла подразумевает $p_{s1} = p_{s0}$. Если всасывание из эжектора уменьшает p_{s1} настолько, что поток основного сопла становится критическим или сверхкритическим, то

$$p_{s0} \geq p_{s1}, \quad (3)$$

$$p_{s0} = p_{t0} \Pi_{crit}^{-1}. \quad (4)$$

Отсюда

$$\Pi_{crit} = \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (5)$$

Статическое давление p_{s2} на выходе из эжектора обрабатывается аналогичным путём, т.е. если перепад давления на сопле докритический, сопло расширяется до давления окружающей среды, в противном случае до уровня, который меньше критического отношения давления:

$$p_{s2} = p_{t2} \Pi_{crit}^{-1}. \quad (6)$$

Далее вводится упрощающее предположение, что оба потока одномерны и стационарны, а также не возникает химических реакций, встречающихся в процессе смешения, и статические давления p_{s0} и p_{s1} постоянны через их соответственные поперечные сечения. Пренебрегая любыми потерями и переносом тепла через стенки камеры смешения и рассматривая сохранение массы,

энергии и импульса, решение может быть получено следующим путём:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_0 + \dot{m}_1; \quad (7)$$

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_0 h_0 + \dot{m}_1 h_1; \quad (8)$$

$$\dot{m}_2 v_2 + p_{s2} A_2 = \dot{m}_0 v_0 + p_{s0} A_0 + \dot{m}_1 v_1 + p_{s1} A_1. \quad (9)$$

Если известны условия окружающей среды и параметры потока на выходе из сопла, значения величин p_{s1} , v_2 и T_2 необходимы для расчёта остальных неизвестных характеристик эжектора. С этой целью уравнения преобразовали к следующему виду:

$$\frac{v_2}{T_{s2}} = \left(\dot{m}_0 + \frac{p_{s1}}{RT_{s1}} v_1 A_1\right) \frac{R}{p_{s2} A_2}, \quad (10)$$

$$\frac{v_2}{T_{s2}} \left(h_{s2} + \frac{v_2^2}{2}\right) = (\dot{m}_0 h_{t0} + \dot{m}_1 h_{t1}) \frac{R}{p_{s2} A_2}, \quad (11)$$

$$\frac{v_2^2}{T_{s2}} = (\dot{m}_0 v_0 + p_{s0} A_0 + \dot{m}_1 v_1 + p_{s1} A_1 - p_{s2} A_2) \frac{R}{p_{s2} A_2}. \quad (12)$$

Правые стороны уравнений обозначим $X(p_{s1})$, $Y(p_{s1})$ и $Z(p_{s1})$:

$$\frac{v_2}{T_{s2}} = X(p_{s1}), \quad (13)$$

$$\frac{v_2}{T_{s2}} \left(h_{s2} + \frac{v_2^2}{2}\right) = Y(p_{s1}), \quad (14)$$

$$\frac{v_2^2}{T_{s2}} = Z(p_{s1}). \quad (15)$$

Величины v_2 и T_{s2} в (13), (14) и (15) могут быть исключены и решение принимает следующий вид:

$$\frac{X(p_{s1})}{Y(p_{s1})} h_{s2} + \frac{Z(p_{s1})^2}{2X(p_{s1})Y(p_{s1})} = 1. \quad (16)$$

Здесь статическая энтальпия h_{s2} является функцией статической температуры T_{s2} . В SAERP эти величины могут преобразовываться друг в друга с интегрированной моделью жидкости [7]. Поскольку эта система уравнений не может быть решена явно для p_{s1} , должен быть применен итерационный подход. Как только функция решена, выходная температура эжектора T_{s2} может быть рассчитана уравнениями (12) и (14) как

$$T_{s2} = \frac{Z(p_{s1})}{X(p_{s1})^2}. \quad (17)$$

Скорость на выходе может быть получена из уравнений (15) и (17):

$$v_2 = \frac{Z(p_{s1})}{X(p_{s1})}. \quad (18)$$

Это обеспечивает все величины, необходимые для расчёта оставшихся неизвестных. Полная тяга может быть вычислена как

$$F = \dot{m}_2 v_2 + (p_{s2} - p_{amb}) A_2. \quad (19)$$

Результирующая тяга рассчитывается вычитанием входного импульса:

$$F_N = F - F_{in}. \quad (20)$$

где $F_{in} = \dot{m}_0 v_0$.

Приращение тяги ϕ определяется как отношение результирующей тяги двигателя с эжектором к результирующей тяге, которая была бы получена без эжектора:

$$\phi = \frac{F_{N,ej}}{F_N}. \quad (21)$$

Порядок вычисления при расчёте характеристик

Алгоритм для описания эжектора был реализован как модуль в программе расчёта характеристик SAERP (Sophisticated Aero-Engine Performance Program). Геометрия эжектора определяется входным файлом для программы расчёта характеристик как исходная величина для статического давления p_{s1} на входе в смеситель. Модуль эжектора должен предшествовать модулю сопла. Граничные условия для основного и вторичного потоков обеспечиваются интерфейсом самой программы расчёта характеристик. Преобразование температур в величины энтальпии, а также вычисление газовой постоянной R реализуется подпрограммой газовой модели. Система нелинейных уравнений решается итерационно с решателем Ньютона-Рафсона и алгоритмом Гаусса-Жордана для обращенной матрицы. Первоначально оцениваются все функции и далее проверяется критерий сходимости. Если критерии не выполняются, осуществляются дополнительные итерации в соответствии с определяемой пользователем схемой, пока не будет получено решение [7]. Помимо турбореактивного двигателя, показанного на рис. 2, модульная конструкция программы позволяет также рассматривать другие конфигурации с многочисленными соплами или эжекторами.

Проверка

Для проверки модуля и его реализации в программе расчёта характеристик в SAERP

проводились параметрические исследования с микрогазотурбинным двигателем, состоящим из входного устройства, компрессора, камеры сгорания, турбины, сопла и эжектора.

Поперечное сечение камеры смешения было увеличено до $A_2 = A_0$, т.е. $\varepsilon = 1$ при постоянном отношении массы топлива и площади основного сопла. Полученные характеристики затем сравнивались с двигателем без эжектора. На рис. 3 показано отношение давлений p_{s1}/p_{r1} для различных чисел Маха в области изменения отношения площадей ε .

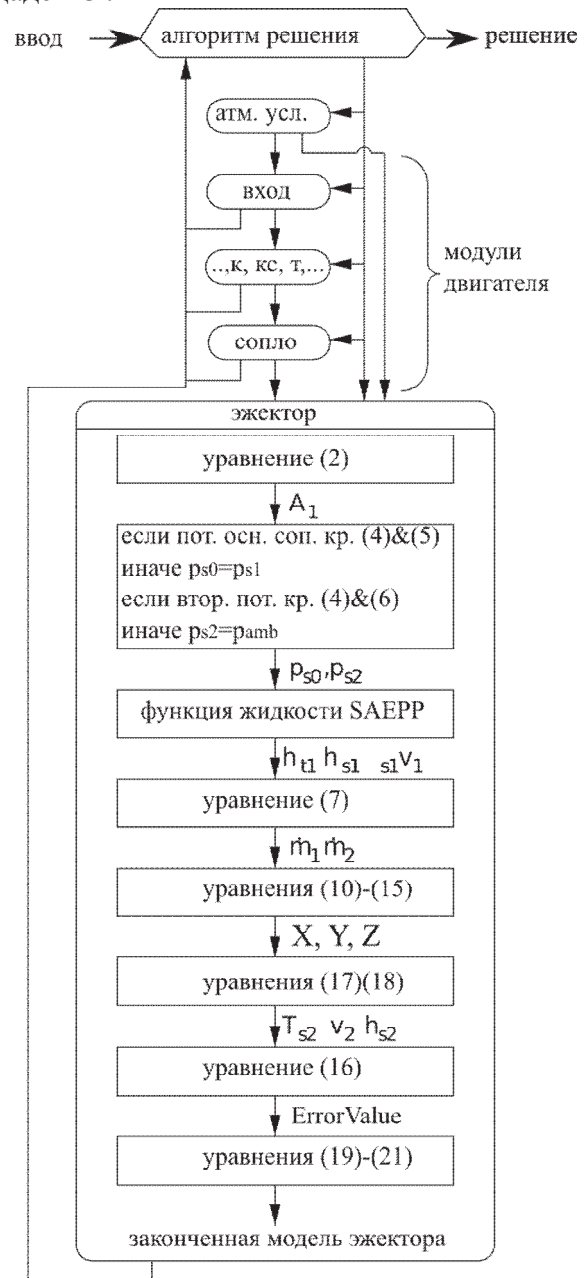


Рис. 2. Блок-схема моделирования в анализе характеристик эжектора

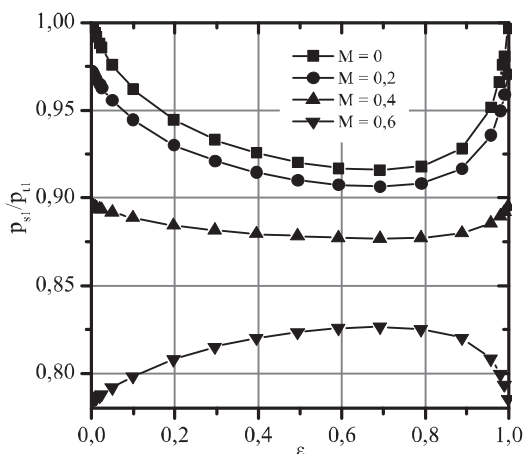


Рис.3. Зависимость отношения давлений p_{s1}/p_{t1} от отношения площадей ε для различных чисел Маха

В статических условиях, соответствующих уровню моря, статическое давление на входе в смеситель уменьшается до тех пор, пока отношение площадей ε не достигнет значения 0,7. Если A_2 увеличивается, то p_{s1} снова увеличивается до давления окружающей среды. Для увеличения полётных чисел Маха перепад давления уменьшается в сторону увеличения статического давления для чисел Маха более 0,4.

Эжектор далее действует как диффузор и это неприемлемо для получения приращения тяги при высоких числах Маха. Минимум давления не зависит от полётных чисел Маха и встречается при одинаковых величинах ε . Было сделано сопоставление результатов с результатами, полученными в [6], которое показало их согласование друг с другом. Как только отношение полного давления p_{t0}/p_{t1} увеличивается, минимум давления движется к более высоким величинам ε с уменьшением p_{s1}/p_{t1} . Обратное верно для отношения температур T_{t0}/T_{t1} . Меньшие величины последнего приводят к большему увеличению ε и уменьшению p_{s1}/p_{t1} .

Поэтому можно утверждать, что модель эжектора была реализована правильно.

Следующее приращение тяги ϕ было связано с отношением площадей ε для различных полётных чисел Маха (рис. 4). В то время как полётное число Маха увеличивается, ϕ уменьшается из-за входного импульса эжектора. Уже при полётных числах Маха выше, чем 0,4, увеличение тяги не может быть достигнуто.

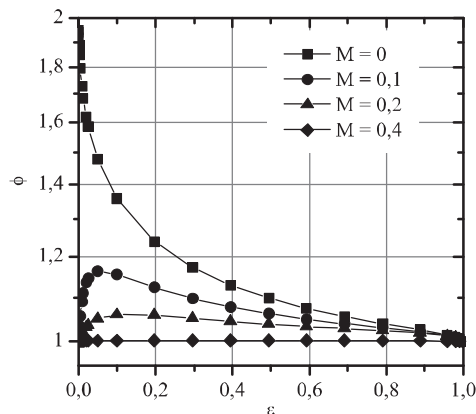


Рис.4. Зависимость приращения тяги от размера эжектора для различных полётных чисел Маха при статических условиях, соответствующих уровню моря

При статических условиях, соответствующих уровню моря, приращение тяги увеличивается монотонно с уменьшением ε до тех пор, пока она не достигнет максимальной величины 2. Эти результаты особенно сомнительны для малых величин ε . Потому что бесконечный диаметр эжектора означает то, что в действительности нет реального эжектора, ϕ должна снова принять величину 1. Даже в условиях, соответствующих уровню моря, кривая должна показывать отчётливый максимум. Это поведение расчёта уже обсуждалось в [6]. Предложенное объяснение постоянного статического давления p_{s1} по всему поперечному сечению камеры смешения больше не является логичным для больших диаметров эжекторов. В действительности потери могут быть случаем неоднородного распределения давления.

Если потери обоснованы, характеристику, которая фактически достижима, следует принять при менее благоприятных условиях эксплуатации повсеместно и добиться увеличения тяги $\phi = 1$, особенно при малых значениях ε . В случае дальнейшего увеличения полётного числа Маха, ϕ падает до величины 1. Кроме этого, высота была изменена при $Ma = 0$ и её увеличение привело к уменьшению ϕ (рис.5.)

Рассмотрение потерь

Результаты предыдущей главы показывают, что потери должны учитываться для

получения более реалистичных результатов. Поэтому на следующем этапе модель будет расширена включением входных потерь, потерь на смешение и трение. В связи с этим сложной задачей является правильное определение влияния части двигателя, расположенной до эжектора. В соответствии с [8] граничный слой будет развиваться на gondole двигателя, где скорость потока уменьшается по сравнению со свободным потоком. В результате поток на входе в эжектор становится неравномерным. При больших отношениях площадей ε влияние этого пограничного слоя на становление характеристик эжектора выражено значительно. Теоретически более медленный пограничный слой потока должен быть полезным для эффективности эжектора, поскольку последняя увеличивается с уменьшением скорости вторичного потока, как показано на рис. 4.

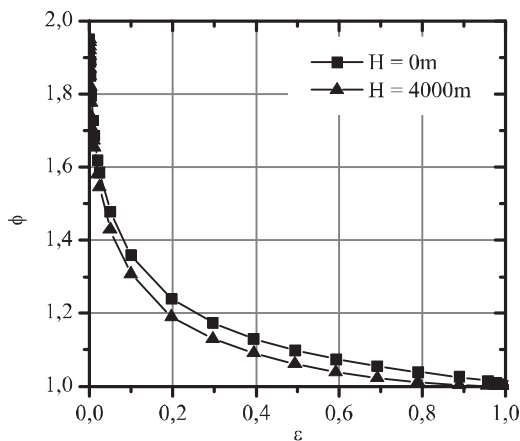


Рис. 5. Приращение тяги от размера эжектора для высот $H=0\text{ м}$ и $H=4000\text{ м}$

При маленьких величинах ε является важным другой эффект, а именно распределение давления на входе в эжектор, которое в действительности неравномерное. В соответствии с Хуаном [1] и Шторкебаумом [6] поток на внешнем ребре большого эжектора плохо вовлечён или не вовлечён вовсе. Такой эффект может быть смоделирован неравномерным распределением давления, от давления, равного давлению у кромки сопла основного контура, до давления окружающей среды с увеличением радиуса.

Кроме того, входные потери зависят от геометрии переднего края камеры смешения. Потери на смешение, возникающие внутри камеры смешения, зависят от скоростей двух

втекающих потоков. Помимо этого дальнейшего расширения струи возможен скачок уплотнения в камере смешения, который должен рассматриваться, если поток основного сопла сверхкритический. Как только вводится комбинированное трение и потери на смешение, допущения полного смешения и равномерного распределения скорости больше не применяются.

Для того чтобы рассматривать вышеупомянутый эффект, модель расширили включением зависимости длины смешения основного и вторичного потоков (рис. 6). Модель этого типа была описана Банцафом [9]. Кроме того, она должна быть способна рассматривать возможный скачок уплотнения. С этой целью потоки, где скачок уплотнения теоретически возможен, должны быть разделены на области вверх и вниз по течению от расположения скачка в соответствии с Хуаном [10].

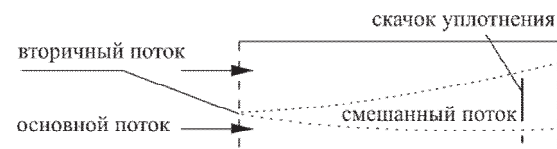


Рис. 6. Модель эжектора с тремя потоками

Потери на выходе из эжектора не должны рассматриваться, поскольку контрольное сечение для расчёта тяги расположено на выходе поперечного сечения, так что явления, происходящие на выходе из этого места, не влияют на расчёт [11]. В это время аспект уменьшения шума, который является следствием уменьшения выходных потерь, выходит за рамки настоящей работы.

Влияние эжектора на характеристики двигателя и его узлов

Массовый расход, выходящий из сопла основного контура \dot{m}_0 , является причиной уменьшения статического давления p_{s1} на входе в камеру смешения ниже давления окружающей среды, что вызывает вовлечение вторичного потока воздуха. В отличие от изменения давления, которое связано с изменением высоты полёта и которое в то же время влияет на статическое давление до входного устройства и после сопла, эжектор

влияет только на давление позади сопла. По мере снижения давления увеличивается входной массовый расход так, что изменяются рабочие точки компонентов двигателя.

Для демонстрации этого влияния модели SAERP микрогазотурбинный двигатель ПЛА001, который был спроектирован и построен в ПЛА Шиллингом [12], был использован и дополнен эжектором. Эта модель состоит из нештатной модели расчета характеристик, которая кроме характеристик компрессора и турбины также рассматривает утечки газа в двигателе.

В следующих расчётах была вычислена первой расчётная точка микрогазотурбинного двигателя при полётном числе Маха 0,1 и высоте $H=0$ м. Результаты вычислений с эжектором были связаны с расчётами без эжектора при равных массовых расходах топлива.

Рис. 7 показывает изменение изэнтропического КПД компрессора и турбины от диаметра эжектора.

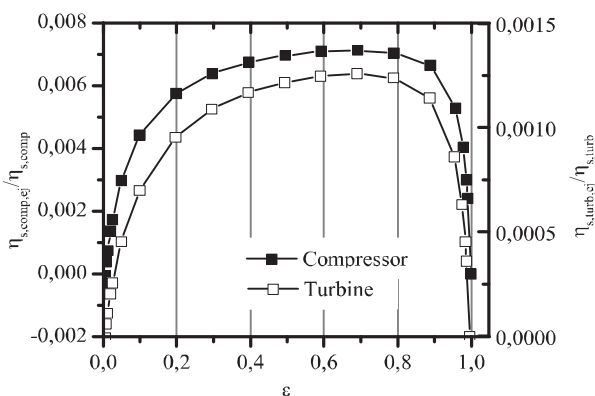


Рис. 7. Изэнтропические КПД компрессора и турбины в процентном соотношении конфигурации без эжектора в зависимости от отношения площадей ϵ при $Ma=0,1$

Благодаря эжектору рабочие точки обоих компонентов смещаются таким образом, что $\eta_{is,comp}$ в компрессоре увеличивается на 0,7 %. В турбине влияние меньше. Здесь были получены изменения не более 0,15 %.

Двигатель с эжектором в более широком смысле может быть рассмотрен как двухконтурный двигатель, скорость смешиваемой струи которого меньше, чем основной струи. В соответствии с уравнением (22) это приводит к более высокому КПД двигателя:

$$\eta_{prop} = \frac{2}{\frac{v_9}{v_0} + 1} \quad (22)$$

Здесь v_0 - поступательная скорость; v_9 - скорость позади эжектора.

В то же время эжектор уменьшает термический КПД, который в соответствии с уравнением (23) определяется как отношение идеальной мощности струи к поступающему тепловому потоку:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}_9 \frac{c_9^2}{2} - \dot{m}_0 \frac{c_0^2}{2}}{\dot{Q}_B} \quad (23)$$

Произведение термического КПД и КПД движителя определяет общую эффективность. Кривые этих трёх величин, как функций от ϵ , показаны на рис. 8. В то время как КПД движителя стремится к единице в расчёте без учёта потерь с бесконечным диаметром эжектора, η_{therm} уменьшается более чем на 80 %. Максимум общего КПД η_{oa} , который примерно на 16 % выше, чем значение для $\eta_{oa} (\epsilon = 1)$, появляется примерно при $\epsilon = 0,05$.

Кроме того, влияние использования эжектора на цикл двигателя должно быть также рассмотрено при первоначальной конструкции сопла. При обычной конфигурации последнее станет критическим раньше с увеличением высоты из-за уменьшения статического давления p_{s1} , которое ограничивает характеристики эжектора и двигателя.

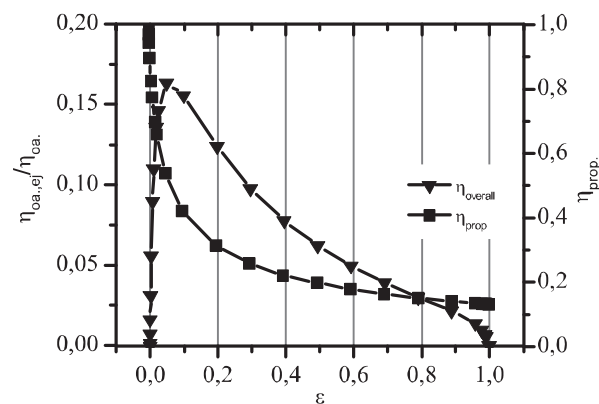


Рис. 8. Зависимость абсолютной величины КПД двигателя и общего КПД в процентном соотношении конфигурации без эжектора от отношения площадей ϵ при $Ma = 0,1$

Заключение

В программе расчёта характеристик была реализована одномерная модель для расчета параметров эжектора авиационного двигателя без учёта потерь. Было показано, что процессы в эжекторе и влияние эжектора на двигатель и наоборот могут быть качественно проанализированы. Однако модель не применима для больших диаметров эжектора. По этой причине на следующем этапе модель была расширена включением аэродинамических потерь. Результаты этой расширенной модели были проверены как экспериментально, так и более точными методами расчёта. Планируется выполнить численное гидродинамическое вычисление эжектора. Экспериментальные исследования, касающиеся феноменологического изучения потока эжектора, могут быть выполнены в аэродинамических и водных трубах Института авиационных двигателей университета Штутгарта. Кроме того, доступен испытательный стенд микрогазотурбинного двигателя со средствами измерений давления, температуры и тяги. Это позволило бы измерить характеристики эжектора на работающем двигателе в стендовых условиях для дальнейшей проверки и улучшения точности модели.

Результаты, представленные в данной статье, были получены в ходе реализации совместного проекта между Факультетом двигателей летательных аппаратов (Самара) и Институтом авиационных двигателей (Штутгарт). Работа проводится при финансировании Фонда поддержки молодых учёных земли Баден-Вюртемберг. Авторы хотели бы выразить признательность всем, кто оказал помощь в написании этой работы.

Библиографический список

1. Huang, K.P. An Investigation of the Thrust Augmentation Characteristics of Jet

Ejectors, Dynasciences Report No/ K.P. Huang, E. Kisielowski. DCR-219, Pennsylvania, 1967.

2. Von Karman, T. Theoretical Remarks on Thrust Augmentation, Reissner Anniversary Vol., Contributions to Applied Mechanics/ T. Von Karman J.W. Edwards Editor, Ann Arbor Michigan, 1949.

3. Keenan, J.H. An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment/ J.H. Keenan, E.P. Neumann, F. Lustwerk. Journal of Applied Mechanics, 1950.

4. Nagaraja, K. S. Advances in Ejector Technology – A Tribute to Hans Von Ohain's Vision/ K. S. Nagaraja. Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, 1982.

5. Whitley, N. A Determinate Model of Thrust-Augmenting Ejectors, Theoretical and Computational Fluid Dynamics/ N. Whitley. vol. 8, No. 1, p. 37-55, 1995.

6. Storkebaum, C. Die Anwendung des Ejectors bei V/STOL-Flugzeugen und dessen Auslegung, 1/ C. Storkebaum Teilbericht. DFL-Bericht Nr. 234, Braunschweig, 1964.

7. Bareis, B. SAEPP Fachkonzept / B. Bareis BMW Rolls Royce Aero Engines, 2003.

8. Presz, W. Thrust Augmentation with Mixer/Ejector Systems / W. Presz, Jr., G. Reynolds, C. Hunter Paper No. 2002-0230, 40th AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, January, 2002.

9. Banzhaf, B. Untersuchungen zum Betriebsverhalten gemischter Abgassysteme in Luftstrahltriebwerken im niedrigen Lastbereich / B. Banzhaf. Dissertation, Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart, 2009.

10. Huang, B.J. A 1-D analysis of ejector performance/ B.J. Huang, J.M. Chang, C.P. Wang [etal] International Journal of Refrigeration 22, No. 354-364. Taiwan 1998.

11. S. Staudacher. Vorlesungsskript Luftfahrtantriebe. Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart, 2008.

12. Schilling, F. The design of the ILA001 Micro Gas Turbine / F. Schilling, S. Staudacher, J. Student, ISABE Paper, 2003.

MODELLING OF AN EJECTOR FOR TURBINE AEROENGINES FOR APPLICATION IN PERFORMANCE SYNTHESIS TOOLS

©2011 J. Georgi¹, S. Staudacher¹, S. Falaleev²

¹Institute of Aircraft Propulsion Systems University of Stuttgart (ILA), Germany

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

The operation of ejectors is well known, however no models are available in modern performance synthesis tools. For designing an engine the effect of an ejector on the operation of a turbine aero engine and vice versa is of interest. Therefore the development of a module for calculation of ejector performance on a turbine aero engine with a convergent primary nozzle for application in a performance synthesis tool is described. The module is to allow a flexible representation of ejectors and an appropriate consideration of the operation in performance synthesis. Initially a simplified mathematical 1-D model of the ejector nozzle is presented. It is valid for a lossless, compressible flow of an air/combustion gas mixture. The model is able to solve the flow equations for complete mixing of primary and secondary flows in case of both subcritical and supercritical primary nozzle flow.

Integration of the model with the performance synthesis programme SAEPP (Sophisticated Aero-Engine Performance Program) as well as the iterative approach to solving the equations is described. Example calculations are performed at selected operating points of the micro gas turbine engine ILA001 and compared to the results without ejector. The subsequent discussion of the results shows that the model which thus far was lossless needs to be expanded to consider inlet, mixing and friction losses in order to correctly reflect the operating behaviour of an ejector.

Gas turbine engine, ejector, performance synthesis, nozzle, propulsive efficiency.

Информация об авторах

Георги Ян, аспирант Института авиационных двигателей Университета Штутгарта. E-mail: georgi@ila.uni-stuttgart.de. Область научных интересов: микрогазотурбинные двигатели, расчёт характеристик, аэродинамика эжектора.

Штаудахер Стефан, доктор технических наук, профессор, директор института авиационных двигателей университета Штутгарта. E-mail: staudacher@ila.uni-stuttgart.de. Область научных интересов: теория и испытания газотурбинных двигателей.

Фалалеев Сергей Викторович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sergey_falaleev@mail.ru. Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей.

Jan Georgi, Research Assistant at the Institute of Aircraft Propulsion Systems of University of Stuttgart. E-mail: georgi@ila.uni-stuttgart.de. Area of research: micro gas turbine engines, performance calculation, ejector aerodynamics.

Staudacher Stephan, Doctor of Engineering Science, Professor, Director of the Institute of Aircraft Propulsion Systems of University of Stuttgart. E-mail: staudacher@ila.uni-stuttgart.de. Area of research: theory and testing of gas turbine engines.

Falaleev Sergey Viktorovich, Doctor of Engineering Science, Professor, the Head of department «Construction and design of aircraft engines», Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sergey_falaleev@mail.ru. Area of research: face seals, aircraft engine design.

ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ МИКРОГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ БЕСПИЛОТНЫХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

© 2011 И. А. Жданов¹, С. Штаудахер¹, С. В. Фалалеев²

¹Институт авиационных двигателей, Штутгарт

²Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В настоящее время существует значительный интерес к беспилотным летательным аппаратам (БПЛА). Правильный выбор силовой установки для БПЛА, особенно для малых и средних классов, является сложной задачей. Несмотря на целый ряд существенных преимуществ микрогазотурбинных двигателей (МГТД) в сравнении с электродвигателями и двигателями внутреннего сгорания, они обладают весьма низким общим коэффициентом полезного действия порядка 17%, что обуславливается низкими параметрами цикла и параметрами движителя. Поэтому остро стоит задача исследования путей повышения эффективности МГТД и их экономичности.

Аэродинамическая труба, беспилотный летательный аппарат, водный канал, микрогазотурбинный двигатель, низкие числа Рейнольдса, общий коэффициент полезного действия, теория пограничного слоя, экспериментальная аэродинамика.

Введение

Интерес к вопросам проектирования и развития беспилотных летательных аппаратов (БПЛА) значительно возрос за последние несколько десятилетий [9]. БПЛА могут выполнять различные гражданские и военные миссии, включая фото- и видеоразведку, разведку радиоэлектронных средств противовоздушной обороны (ПВО), разведку биологической, химической и радиационной обстановки, ретрансляцию сигнала средств связи, а также могут использоваться для подавления средств ПВО противника и в качестве ложной цели для усложнения воздушной обстановки. Все эти миссии идеально подходят для БПЛА, которые могут быть как автономными, так и управляемыми удаленно.

В зависимости от назначения БПЛА, к нему предъявляются различные требования по полезной нагрузке, скорости, продолжительности, дальности и высоте полёта [24]. Эти требования могут изменяться в очень широких диапазонах: масса от нескольких килограмм до нескольких тонн, скорость от 20 км/ч до 900 км/ч и более, продолжительность полёта от 1 ч до 50 ч, дальность полёта от нескольких десятков километров до десятка тысяч километров, высота полёта от нескольких сотен метров до нескольких десятков километров. В табл. 1 приведены тактико-технические характеристики одного из наиболее распространенных БПЛА ВВС США RQ-1 Predator (в пер. англ. Хищник),

который относится к среднему классу БПЛА со взлетной массой 1020 кг и пригоден для разведывательных и ударных миссий.

Таблица 1. ТТХ БПЛА RQ-1 Predator

Размах крыла, м	14,84
Масса, кг	
– пустого	512
– максимальная взлетная	1020
Максимальная скорость, км/ч	217
Крейсерская скорость, км/ч	110—130
Продолжительность полета, ч	
– нормальная, более	20
– максимальная	40
Практический потолок, м	7920.
Дальность полета, км	740

Силовая установка БПЛА

В качестве силовой установки (СУ) БПЛА могут использоваться различные типы двигателей: электродвигатели (ЭД) и двигатели внутреннего сгорания (ДВС) с приводом на винт для небольших БПЛА, турбовинтовые (ТВД) и турбореактивные (ТРД) для средних и тяжёлых БПЛА, а также ракетные двигатели для сверхзвуковых управляемых ракет, которые также относят к БПЛА.

Для тяжёлых БПЛА с взлетной массой от нескольких тонн газотурбинные двигатели (ГТД), к которым относятся вышеупомянутые ТВД и ТРД, не имеют конкурентов, поскольку обладают лучшими тяговооружённостью, надёжностью и другими эксплуатационными характеристиками. Для небольших и средних БПЛА ЭД и ДВС со-

ставляют серьезную конкуренцию малоразмерным ГТД, что, прежде всего, связано с низким общим коэффициентом полезного действия (КПД) последних – не более 17% [14]. Как известно, общий КПД служит критерием эффективности ГТД [22]. Основными путями повышения общего КПД и, как следствие, экономичности ГТД являются:

- 1) повышение параметров цикла: суммарной степени повышения давления $\pi_{\Sigma}(\pi_K)$ и температуры газа перед турбиной T_T^* ;
- 2) повышение параметров движителя: степени двухконтурности m и коэффициента распределения энергии между контурами x ;
- 3) повышение КПД узлов ГТД.

Несмотря на столь низкий общий КПД, малоразмерные ГТД обладают целым рядом привлекательных качеств в сравнении с ЭД и ДВС: многорежимность, высокие приемистость и тяговооруженность, малое число деталей, возможность использования как тяги винта, так и реактивной тяги, что значительно расширяет диапазон крейсерских скоростей полёта БПЛА.

Микрогазотурбинные двигатели – особый класс малоразмерных ГТД

К микрогазотурбинным двигателям (МГТД) относят малоразмерные ГТД с тягой от 15 Н до 500 Н и собственной массой от нескольких сотен грамм до десятка килограмм [12]. Отметим, что уже при аэродинамическом качестве БПЛА порядка 10 (напр. для планеров этот показатель порядка 55) и тяговооруженностью 0,2 (напр. такой же показатель имеет стратегический бомбардировщик ВВС США В-2) пара МГТД с тягой 500 Н может поднять в воздух БПЛА с взлетной массой от 500 кг до 1000 кг, что сопоставимо с весовыми характеристиками БПЛА RQ-1 Predator.

В настоящее время большинство серийно выпускаемых МГТД выполняются по схеме одновального ТРД. Как и большеразмерные ТРД, МГТД имеют в своем составе следующие компоненты: входное устройство (ВхУ), компрессор (К), камеру сгорания (КС), турбину (Т) и сопло (С). В табл.2 приведены основные параметры МГТД JetCAT P200, который устанавливается на управляемые летательные аппараты массой до 40

кг. К настоящему моменту выпущено более 10000 экземпляров этих двигателей.

Таблица 2. Параметры МГТД JetCat P200

Тяга на максимальном режиме, Н	230
Тяга на малом газу, Н	9
Степень повышения давления, [-]	4
Расход воздуха, кг/с	0,45
Расход топлива, мл/мин	129 – 710
Масса, кг	2,37
Наружный диаметр, мм	132
Длина, мм	350
Частота вращения, об/мин	32 000 – 112 000
Температура перед турбиной, °С	1277
Температура выхлопных газов, °С	580 – 690
Топливо	Jet A1
Ресурс, ч	25

В работе [12] приводятся результаты детального исследования работы МГТД Jet-CAT P200 на экспериментальном стенде МГТД. По итогам идентификации параметров двигателя получены его КПД, которые указаны в табл. 3.

Таблица 3. КПД МГТД JetCat P200

Эффективность горения	[-]	0,9800 ± 0,0277
Изоэнтروпический КПД компрессора	[-]	0,7500 ± 0,0500
Изоэнтропический КПД турбины	[-]	0,7751 ± 0,0248
Полиэнтропический КПД турбины	[-]	0,7620 ± 0,0259
Механический КПД	[-]	0,9821 ± 0,0300
Общий КПД	[-]	0,1353 ± 0,0034

Работы, проведенные в области исследования МГТД [12, 13, 16], показывают, что МГТД не могут быть получены масштабированием большеразмерных ГТД и требуют индивидуального подхода к вопросам теории, расчёта и проектирования. Это в равной степени относится к моделированию процессов горения в МГТД, к расчёту лопаточных венцов МГТД и к методам экспериментального исследования. Все эти вопросы имеют самостоятельное значение и детальное рассмотрение каждого из них требует отдельной монографии. В дальнейшем подробнее остановимся на проблемах расчёта, проектирования и экспериментального исследования лопаточных венцов МГТД.

МГТД как тепловая машина

МГТД обладает низкими параметрами цикла и КПД узлов в сравнении с больше-размерными ГТД, что определяет в итоге низкий общий КПД МГТД (см. табл. 2 и 3). К настоящему времени охлаждение лопаток турбины в МГТД не применяется, поэтому максимальная температура газа перед турбиной T_T^* ограничивается исключительно термостойкостью материала турбины и не превышает 1300 К. Согласно [22] для $T_T^* = 1277\text{K}$ и диапазона высот полёта от 0 до 20 км, что соответствует изменению атмосферной температуры T_H от 288,16 К до 216,65 К, при известных КПД компрессора и турбины (см. табл. 3), оптимальная суммарная степень повышения давления $\pi_{\Sigma opt}$, соответствующая максимуму работы цикла L_e , находится в диапазоне от 5,30 до 8,73 соответственно. С учетом скоростного напора в диапазоне скоростей полёта, соответствующих числам Маха от 0,2 до 0,6, оптимальная степень повышения давления компрессора $\pi_{k opt}^*$ изменяется в диапазоне от 4,16 до 8,50. Учитывая, что максимум эффективного КПД ГТД η_e из-за наличия потерь не совпадает с максимумом работы цикла L_e и достигается при суммарной степени сжатия π_{Σ}' , которая в 2-4 раза превышает $\pi_{\Sigma opt}$ [22], оптимальная степень повышения давления в компрессоре $\pi_k'^*$, которая соответствует максимуму η_e , будет изменяться, по грубой оценке, в диапазоне от 8 до 30 в зависимости от условий крейсерского полёта и от уровня гидравлических потерь в основном контуре двигателя. Исходя из вышеизложенного, можно утверждать, что для уровня температур T_T^* порядка 1300К используемые в настоящее время π_k^* порядка 4 являются неоптимальными и для улучшения цикла МГТД π_k^* необходимо повышать. Диапазон π_k^* от 10 до 15 с точки зрения эффективности цикла следует считать наиболее предпочтительным. Ожидается, что термический КПД МГТД η_t при увеличении π_k^* от 4 до 10 улучшится с 0,3270 до 0,4821, при этом должен наблюдаться

существенный рост η_e , но не более чем на 0,1551. Как известно из [22], максимум общего КПД η_0 , характеризующего эффективность ГТД в целом, также не совпадает с максимумом η_e и достигается при $\pi_{\Sigma эк}$ большем или равным π_{Σ}' , причем согласно [22] соблюдается следующее неравенство: $\pi_{\Sigma эк TRD} > \pi_{\Sigma эк TRDD} > \pi_{\Sigma эк ТВД} = \pi_{\Sigma}'$. Это еще раз подтверждает правильность выводов о необходимости увеличения π_k^* в МГТД.

МГТД как движитель

Как известно, общий КПД ГТД есть не что иное, как произведение эффективного КПД η_e и КПД движителя $\eta_{ож}$, поэтому улучшение ГТД как движителя является не менее важным, чем улучшение его как тепловой машины. Как указано в [22], переход от ТРД к ТРДД и далее к ТВД при небольших дозвуковых скоростях полёта и одинаковой затрате энергии позволяет увеличить тягу в несколько раз, что объясняется распределением энергии по большей массе рабочего тела, снижением потерь кинетической энергии с выходной скоростью, то есть ростом $\eta_{ож}$. Исходя из вышеизложенного и учитывая небольшие дозвуковые скорости большинства БПЛА (для прим. см. табл.1), можно утверждать, что схема ТРД не является оптимальной для МГТД с точки зрения эффективности движителя. С использованием данных, полученных в результате идентификации МГТД JetCat P200 (см. табл. 2, 3 и [12]), в программном продукте АСТРА (СГАУ) построены математические модели четырёх вариантов МГТД JetCat P200 со степенями двухконтурности m равными 0, 4, 10 и 40 путём добавления к нему каскада низкого давления. Рассчитанные высотно-скоростные характеристики (ВСХ) подтвердили утверждение о неоптимальности схемы ТРД для большинства режимов МГТД. На рис. 1 приведены зависимости тяги P и удельного расхода C_{y0} от числа Маха полёта для указанных вариантов МГТД JetCat P200.

Из анализа рис. 1 становится ясным, что каждому числу Маха полёта соответствует своя оптимальная степень двухконтурности, причем с ростом числа Маха её величина уменьшается вплоть до нуля. С увеличением высоты полёта до 10000 м характер

зависимостей P и $C_{y\delta}$ от числа Маха принципиально не изменяется (рис. 2), однако для всех двухконтурных вариантов расширяется диапазон чисел Маха полёта, в котором они являются экономически более выгодными, чем одноконтурный вариант МГТД JetCat P200.

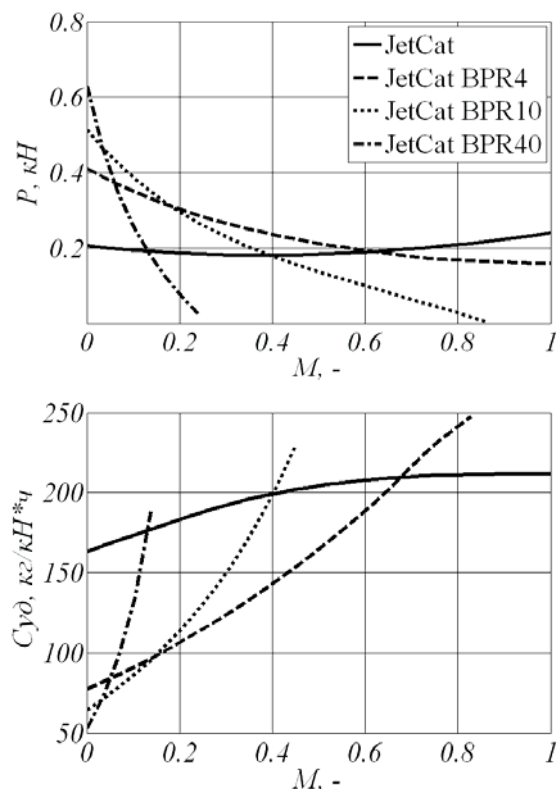


Рис. 1. Зависимость P и $C_{y\delta}$ от числа Маха для вариантов МГТД JetCat P200 ($H=0$, МСА)

Увеличение степени двухконтурности с 0 до 40 позволяет на старте увеличить тягу с 200Н до 600Н и, соответственно, при том же расходе топлива ($T_r^* = const$) уменьшить удельный расход топлива с 165 кг/кН ч до 50 кг/кН ч. Однако при этом существенно изменяется скоростная характеристика МГТД (рис.1).

Так вариант МГТД с $m = 40$, показывая лучшие параметры на старте, уже при числе Маха от 0,15 при $H = 0$ (см. рис.1) и от 0,25 при $H = 10$ км (см. рис.2) становится менее экономичным, чем вариант с $m = 0$.

При анализе рис. 1 и 2 можно заметить, что в диапазоне высот полёта H от 0 до 10 км при числах Маха от 0,2 до 0,6, что соответствует скорости полёта от 237 км/ч до 711 км/ч, наиболее предпочтительным является вариант МГТД JetCat BPR4 со сте-

пенью двухконтурности 4, который при заданном расходе топлива обладает наибольшей тягой и, как следствие, меньшим удельным расходом по сравнению с другими вариантами.

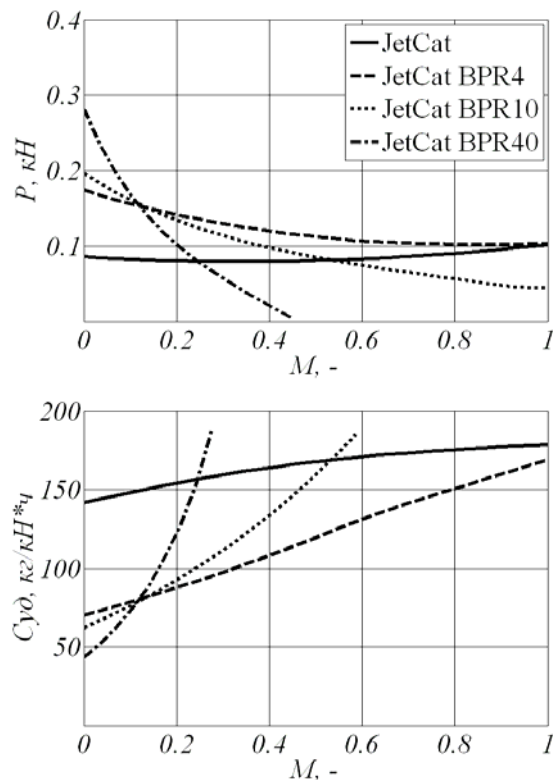


Рис. 2. Зависимость P и $C_{y\delta}$ от числа Маха для вариантов МГТД JetCat P200 ($H=10$ км, МСА)

Таким образом, выбор параметров двигателя, и в частности степени двухконтурности m , оказывает существенное влияние на параметры МГТД и его скоростные и высотные характеристики.

Особенности микротурбин МГТД

Микротурбины (МТ) по рабочему процессу такие же тепловые машины, как и газовые турбины больших размеров ГТД. Однако МТ имеют ряд специфических особенностей: низкие числа Рейнольдса $Re = 4 \cdot 10^4$ и малая относительная высота лопаток $\bar{h} = 0,005 \text{ К } 0,05$, для больших размеров ГТД эти величины равны соответственно $Re = 5 \cdot 10^6$ и $\bar{h} = 0,1 \text{ К } 0,2$ [23]. Такие условия работы лопаточных венцов МГТД являются причиной развитого пограничного слоя, занимающего в некоторых случаях от 25% до 40% площади межлопаточного канала, что обуславливает высокий уровень по-

терь и низкий КПД лопаточных венцов от 60% до 80% [14, 23].

Различие экспериментальных данных МТ и методов расчёта лопаточных машин, применяемых для большеразмерных ГТД, может достигать от 12% до 15% [23]. Поэтому МТ требуют индивидуальных методов расчёта и проектирования, позволяющие получать надёжные результаты, согласующиеся с экспериментальными данными.

Низкие числа Рейнольдса в МТ

Изучение течения жидкости и газов при низких числах Рейнольдса началось с самого зарождения гидрогазодинамики. Наиболее глубоко данный вопрос исследован применительно к аэродинамическим профилям крыла самолёта [1, 8-10, 18, 19, 21]. В турбомашиностроении низкие числа Рейнольдса имеют место в паровых турбинах, в турбинах низкого давления большеразмерных ГТД, особенно при полётах на больших высотах, и в микротурбинах МГТД. На рис. 3 показано влияние числа Рейнольдса на относительную эффективность турбины, где в качестве 100% взята эффективность турбины с числом Рейнольдса $2 \cdot 10^5$. Из анализа рис. 3 становится ясно, что уменьшение числа Рейнольдса с $2 \cdot 10^5$ до 10^3 приводит к ухудшению КПД МТ на 25% [23].

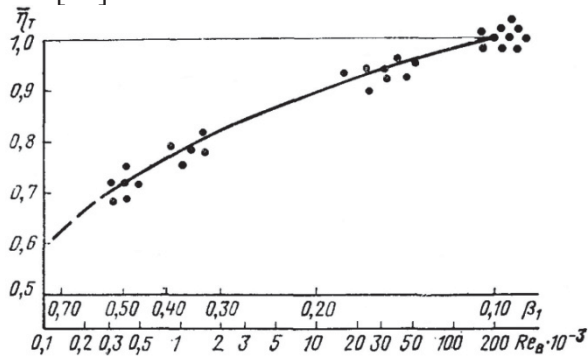


Рис. 3. Влияние числа Рейнольдса на КПД осевой МТ

В работе [23] предлагается аналитический метод расчёта холодной воздушной МТ при низких числах Рейнольдса с учётом влияния пограничного слоя путём введения его одномерного представления. Качественные выводы, сделанные для воздушных МТ, во многом верны и для газовых МТ, но требуют количественного уточнения, последнее связано с определёнными трудностями проведения эксперимента.

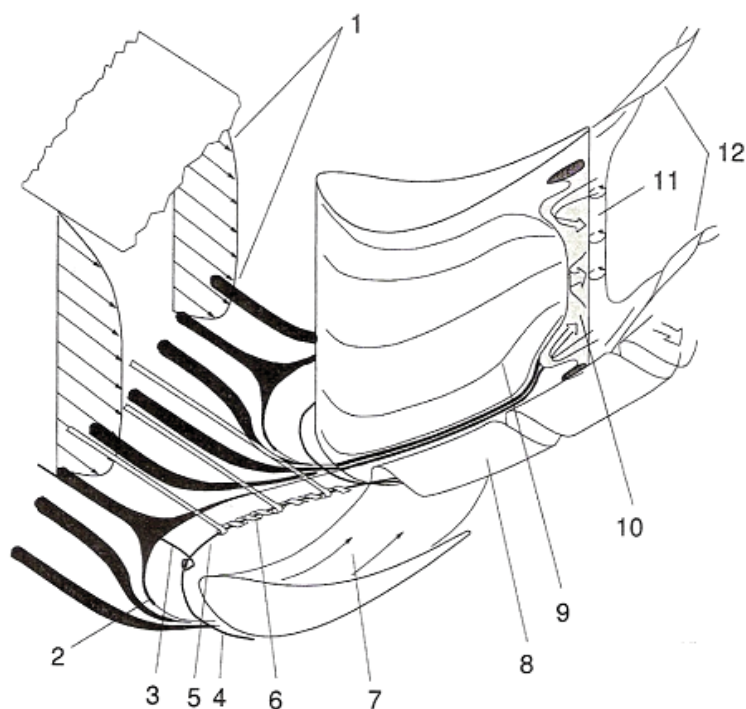
Экспериментальное исследование МТ

Главной трудностью экспериментального исследования МТ и МГТД в целом являются малые геометрические размеры проточной части с площадью межлопаточных каналов не более 100 мм^2 . Поэтому, чтобы устранить влияние измерительных приборов на параметры потока, их приёмную часть делают диаметром менее чем 0,3 мм. Это приводит к тому, что приёмная часть зонда давления имеет малую жёсткость, его отверстия быстро засоряются, в результате этого прибор приобретает большую инерционность и не имеет стабильной характеристики [23]. Как следствие, измерение параметров в нескольких точках одного сечения, а также отслеживание нестационарных процессов весьма затруднительно. Таким образом, при натуральных испытаниях воздушных и газовых МТ практически невозможно различить профильные и концевые потери и исследовать микроструктуру потока. Оценка эффективности проводится на основании среднеинтегральных величин, полученных при продувке большого количества СА и РК МТ [20, 23].

Детальное изучение структуры потока, вторичных течений, зон рециркуляции, границы отрыва ламинарного потока, разделение и оценка каждого вида потерь в лопаточной машине при низких числах Рейнольдса возможно при испытаниях увеличенной аэродинамически подобной модели МТ в водных каналах [2-4, 11, 17] и в аэродинамических трубах [6, 7, 15]. На рис. 4 представлена детальная картина вторичных течений в турбинах ГТД, которая получена в результате визуализации этих экспериментальных исследований [17].

Исследование при низких числах Рейнольдса [6] показало, что картина течения, изображённая на рис. 4, несколько видоизменяется: присутствует чёткая граница срыва ламинарного пограничного слоя, в результате чего образуются сильные вторичные течения, приводящие к росту потерь и, соответственно, к уменьшению эффективности МТ.

На рис. 5 приведена визуализация с помощью масляной плёнки течения по спинке лопатки увеличенной модели МТ [6]. Масляная текстура на поверхности лопатки СА, начинающаяся от передней кромки и отмеченная буквой А, отображает наличие



1. Поток с наличием пристеночного пограничного слоя
2. Линии разделения потока
3. Вихрь в форме подковы (Вихрь-подкова)
4. Ветка Вихря-подковы по спинке лопатки
5. Ветка Вихря-подковы по корытцу лопатки
6. Заворачивание пристеночного пограничного слоя вокруг Вихря-подковы
7. Перекрестное течение в канале
8. Донный вихрь
9. Движение профильного пограничного слоя по спинке лопатки
10. Зона срыва с зонами рециркуляции
11. Застойная зона за кромкой лопатки
12. Вихри-жгуты за кромкой лопатки

Рис. 4. Картина вторичных течений в СА турбин ГТД, которая получена в результате визуализации экспериментальных исследований

ламинарного пограничного слоя по спинке лопатки, образуемого из-за очень низких чисел Рейнольдса порядка $2 \cdot 10^4$. За линией срыва ламинарного пограничного слоя образуется зона *B*, где наблюдается сильное радиальное течение по направлению к втулке. На выходной кромке от периферийного сечения до втулочного располагается зона обратных токов *C*. Сильные вихревые зоны наблюдаются как у втулки, так и у периферии лопатки. В зоне *D* наблюдается сильное взаимодействие вихревой зоны у втулки и потока, сорванного со спинки лопатки. В результате такой сложной картины вторичных течений возникает значительная радиальная неравномерность параметров: скорости, статического давления и интенсивности турбулентности [6].

Следует отметить, что в опубликованных до настоящего времени экспериментальных исследованиях МТ в водных каналах и аэродинамических трубах аэродинамическое подобие было реализовано лишь частично – с соблюдением подобия только по числу *Re* без учёта сжимаемости потока, то есть без сохранения числа *M*, что является одним из необходимых условий для реализации полного аэродинамического подобия согласно принципам экспериментальной аэродинамики [25-27]. Если в водном канале подобия одновременно по числу *Re* и числу

M добиться практически невозможно, так как это требует скоростей потока более 1000 м/с и, соответственно, большого расхода воды, то в холодных аэродинамических трубах трудность реализации низких чисел *Re* связана с необходимостью подачи на вход турбины разряженного воздуха с давлением от 2% до 14% атмосферного. В табл. 4 приведены подробные данные условий работы реальной МТ МГТД JetCat P200, для которой $Re = 44986$ и $M = 0,4367$. В табл. 5 приведены значения давления на входе в МТ, необходимого для сохранения полного подобия по числам *Re* и *M*, в зависимости от температуры входящего воздуха *Tt* и высоты лопатки модели.

Из анализа данных табл. 5, например, следует, что для получения экспериментальной модели МТ в холодной аэродинамической трубе с сохранением полного подобия по числам Рейнольдса и Маха с высотой лопатки 100 мм, то есть в масштабе 10:1, при температуре окружающего воздуха $Tt = 20^\circ\text{C}$ необходимо на вход турбины подавать разряженный воздух с давлением, равным 5123 Па. При этом диаметр РК увеличится с 66 мм до 660 мм, площадь проточной части с $0,0018 \text{ м}^2$ до $0,1759 \text{ м}^2$, расход рабочего тела с $0,3991 \text{ кг/с}$ до $1,4629 \text{ кг/с}$ (табл. 4 и 5).

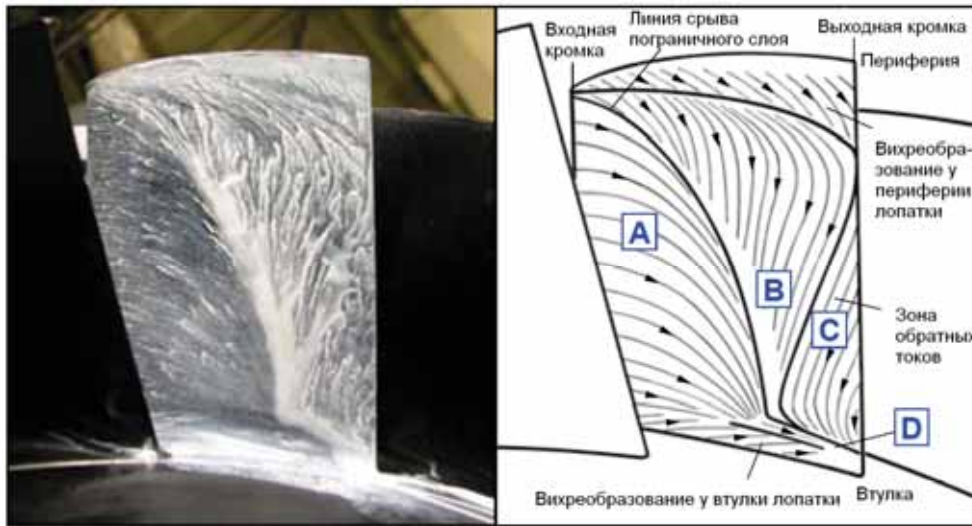


Рис. 5. Визуализация течения по спинке лопатки с помощью масляной плёнки (вид против течения основного потока на СА увеличенной модели МТ)

Таблица 4. Параметры на входе в МТ МГТД JetCat P200

Рабочее тело	Смесь топлива и воздуха
Температура торможения, К	1273,0
Давление торможения, атм	3,0000
Плотность торможения, кг/м ³	0,8306
Скорость потока, м/с	300,0
Высота лопатки, мм	10
Температура статическая, К	1234,2
Давление статическое, атм	2,6478
Плотность статическая, кг/м ³	0,7561
Расход рабочего тела, кг/с	0,3991
Теплоемкость, Дж/К	1158,7
Динамическая вязкость, Па*с	5,0425*10 ⁻⁰⁵
Скорость звука, м/с	686,960
Критическая скорость звука, м/с	646,392
Число Маха M	0,4367
Коэффициент скорости λ	0,4641
Число Рейнольдса, Re	44986

Таблица 5. Экспериментальная модель МТ с сохранением подобия по числам $Re=44986$ и $M=0,4367$

Tt [°C]	Tt [K]	Высота лопатки, мм				Давление, Па
		10	50	100	200	
0	273	46691	9338	4669	2334	
20	293	51231	10246	5123	2561	
40	313	55823	11164	5582	2791	
60	333	60458	12091	6045	3022	
80	353	65131	13026	6513	3256	
100	373	69835	13967	6983	3491	
Диаметр РК, мм		66	330	660	1320	
Площадь проточной части, м ²		0,0018	0,0440	0,1759	0,7037	
Расход рабочего тела, кг/с		0,1463	0,7315	1,4629	2,9259	
Диапазон скоростей потока, м/с		142-166				

Скорость рабочего тела уменьшится с 300 м/с до 150 м/с, причём с уменьшением осевой скорости потока уменьшится и окружная скорость для сохранения треугольников скоростей. Атмосферная температура рабочего тела и пониженные окружные скорости позволяют использовать для изготовления деталей турбины алюминий и пластмассы вместо дорогостоящих термостойких сплавов, что значительно снизит их стоимость.

Заключение.

Перспективы развития МГТД

За последнее десятилетие число научных работ, направленных на изучение работы МГТД и, в более широком случае, работы ГТД в условиях низких чисел Рейнольдса, значительно возросло.

Согласно информации, опубликованной в [5], в конце 2010г. в США был представлен один из первых турбовентиляторных МГТД с тягой 231Н и степенью двухконтурности $m=4$, что еще раз подтверждает значительный интерес к МГТД и путям повышения их эффективности и экономичности. Эти пути, прежде всего, связаны с повышением параметров цикла, параметров двигателя и КПД узлов, последнее станет возможным благодаря детальному изучению и внедрению в расчет лопаточных венцов теории пограничного слоя, моделей обтекания лопаточных венцов при низких числах Рейнольдса и совершенствованию методов экспериментальной аэродинамики.

Перспективными направлениями дальнейшего исследования МТ МГТД следует считать развитие методов контроля отрыва ламинарного пограничного слоя со спинки

лопатки путём введения искусственных турбулизаторов потока. Эти турбулизаторы могут быть не только механическими. В работе [11] показана возможность применения акустических актуаторов, позволяющих существенно снизить потери с отрывом ламинарного пограничного слоя.

Библиографический список

1. Harris, C. NASA supercritical airfoils/ C. Harris in NASA Technical Paper 2969. 1990.
2. Kasper, C. Untersuchung zur Seitenwandkonturierung für Gasturbinen an einem Ringgitter-Wasserkanal / C. Kasper in Institut für Luftfahrtantriebe. 2009, Universität Stuttgart: Stuttgart.
3. Kasper, C. A Study of unsteady secondary flow in a water flow axial turbine model / C. Kasper, M. Rose, S. Staudacher [et al] ASME Turbo Expo, Berlin, Germany, 2008 (GT2008-50239).
4. Lutoschkin, E. Untersuchung der Sekundärströmungen an einem Turbinenlaufgitter im Flachwasserkanal / E. Lutoschkin in Institut für Luftfahrtantriebe. 2006, Universität Stuttgart: Stuttgart.
5. Machinych, A. Best in the West/ A. Machinych Jet International, Tramplet, London, 2011(106).
6. Matsunuma, T. Unsteady flow field of an axial-flow turbine rotor at a low Reynolds number/ T. Matsunuma ASME Turbo Expo, Barcelona, Spain, 2006(GT2006-90013).
7. Matsunuma, T. Effects of Low Reynolds Number on Wake-Generated Unsteady Flow of an Axial-Flow Turbine Rotor / T. Matsunuma, Y. Tsutsui International Journal of Rotating Machinery 2005. **1**: p. 1-15.
8. Mueller, T. Boundary Layer Measurements on an Airfoil at a Low Reynolds Number in an Oscillating Freestream / T. Mueller, M. Brendel AIAA Journal, 1988. **26**(3).
9. Mueller, T. Aerodynamics of Small Vehicles/ T. Mueller, D. DeLaurier Annu. Rev. Fluid Mech., 2003. 35.
10. NASA, The characteristics of 78 related sections from test in the variable-density wind tunnel. 1935.
11. Ries, T. LP turbine laminar separation with actuated transition / T. Ries, F. Mohr, J. Baumann [et al] DNS, experiment and fluidic oscillator CFD. ASME Turbo Expo, 2009(GT2009-59600).
12. Schilling, F. Untersuchungen zum Betriebsverhalten von Mikrogasturbinen, in Institut für Luftfahrtantriebe / F. Schilling 2009, Universität Stuttgart: Stuttgart. p. 147.
13. Schilling, F. Untersuchung zum Einfluss von Sekundäreffekten auf das Betriebsverhalten von Mikrogasturbinen / F. Schilling, S. Staudacher DGLR, 2008.
14. Schreckling, K. Gas Turbine Engines for Model Aircraft/ K. Schreckling 2003, London, UK: Tramplet.
15. Schumann, T. Experimentelle Untersuchungen zur Grenzschichtbeeinflussung hochbelasteter Niederdruckturbinen / T. Schumann in Institut für Luftfahrtantriebe. 2010, Universität Stuttgart: Stuttgart.
16. Staudacher, S. The Design of the ILA001 Micro Gas Turbine / S. Staudacher, F. Schilling, J. Student ISABE, 2003.
17. H.-F. Vogt, Sekundärströmungen in Turbinengittern mit geraden und getrümmten Schaufeln; Visualisierung im ebenen Wasserkanal. Forschung im Ingenieurwesen/ H.-F. Vogt, M. Zippel Engineering Research 1996. Bd. 62(Nr.9): p. 247-253.
18. Wang, S. Numerical investigations on dynamic stall of low Reynolds number flow around oscillating airfoils / S. Wang, D. Ingham, L. Mab [et al] Computers & Fluids, 2010. 39: p. 1529–1541.
19. Zhou, Y. Fluid forces on a very low Reynolds number airfoil and their prediction / Y. Zhou, M. Alam, H. Yang [etal] International Journal of Heat and Fluid Flow, 2011. **32** p. 329–339.
20. Экспериментальное определение характеристик малоразмерных лопаточных машин [Текст] / О. Батурин, И. Дмитриева, А. Лапшин [и др.] .- Самара: Издательство СГАУ. 2006.
21. Ван-Дайк, М. Альбом течений жидкости и газа [Текст] / М. Ван-Дайк.- М.: Мир, 1986.
22. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] / В.В.Кулагин - М.: Машиностроение, 2002.
23. Наталевич, А. Воздушные микротурбины. [Текст] / А. Наталевич - М.: Машиностроение, 1979.
24. Павлушенко, М. Беспилотные летательные аппараты: история, применение, угроза распространения и перспективы разви-

тия [Текст] / М. Павлушенко, Г. Евстафьев, И. Макаренко - М.: Права человека, 2005.

25. Фабрикант, Н. Аэродинамика [Текст] / Н. Фабрикант - М.: Наука, 1964.

26. Холщевников, К. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин [Текст] /

К. Холщевников, О. Емин, В. Митрохин - М.: Машиностроение, 1986.

27. Юрьев, Б. Экспериментальная аэродинамика [Текст] / Б. Юрьев - М.: Оборонгиз, 1939. - Т.1.

PROBLEMS AND PROSPECT OF MICROGASTURBINES DEVELOPMENT FOR UNMANNED AERIAL VEHICLE PROPULSION

© 2011 I. A. Zhdanov¹, S. Staudacher¹, S. V. Falaleev²

¹Institut für Luftfahrtantriebe (ILA), Universität Stuttgart, Stuttgart

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

Today, there is considerable interest in unmanned aerial vehicles (UAVs). The correct choice of a propulsion system for UAVs, especially for small and medium-size classes, is a difficult task. Despite a number of significant advantages of microgasturbines (MGT) compared with the electric motors and internal combustion engines, first have a very low overall efficiency of the order about 17%, which was caused by low cycle parameters and low propulsion efficiency of modern MGT. So, improvement of MGT's efficiency leads to better overall performance of UAVs and carrying out of further experiments and developing new approaches to MGT is very important.

Boundary layer theory, experimental aerodynamics, low Reynolds numbers, microgasturbines, overall efficiency, unmanned aerial vehicle, water channel, wind tunnel.

Информация об авторах

Жданов Иван Алексеевич, докторант Института авиационных двигателей Университета г. Штутгарта. Тел.: +49 176 37395711. E-Mail: ivan.zhdanov@hotmail.com. Область научных интересов: микрогазотурбинные двигатели.

Штаудахер Стефан, доктор технических наук, профессор, директор Института авиационных двигателей Университета г. Штутгарта. Тел.: +49 711 685- 63597. E-Mail: stephan.staudacher@ila.uni-stuttgart.de. Область научных интересов: теория и расчёт лопаточных машин авиационных двигателей, экспериментальная аэродинамика.

Фалалеев Сергей Викторович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: +7 846 2674675. E-Mail: kipdla@ssau.ru. Область научных интересов: торцовые бесконтактные (газостатические и гидрогазодинамические) уплотнения и комплексное моделирование конструкции и процессов в авиационных двигателях.

Zhdanov Ivan Alekseevich, doctoral candidate in Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart. Phone: +49 176 37395711. E-mail: ivan.zhdanov@hotmail.com. Area of research: microgasturbines.

Staudacher Stephan, Direktor des Instituts für Luftfahrtantriebe, doctor of technical sciences, the professor, Universität Stuttgart, Tel.: +49 711 685- 63597. E-Mail: stephan.staudacher@ila.uni-stuttgart.de. Area of research: performance of gasturbines, test and validation of gasturbines performance.

Falaleev Sergej Viktorinovich, doctor of technical sciences, the professor, Samara State Aerospace University. Phone: +7 846 2674675. E-Mail: kipdla@ssau.ru. Area of research: mechanical non-contact seals, sophisticated approaches to aero engine design and operation.

АКУСТО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ГЕНЕРАТОРЫ ЗВУКА ДЛЯ СОЗДАНИЯ ЗВУКОВОГО ИМИДЖА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

© 2011 Р. Н. Старобинский, А. В. Краснов, А. А. Ковалева, Н. В. Вильч

Тольяттинский государственный университет

The technical devices for creating of sportive and informative sound in car passenger compartment are considered. It is shown that the controlled sound transmission from engine intake system into the salon is one of the most perspective ways of sportive and informative sound generation. The acoustical-mechanical devices (impressors), methods of their synthesis and development and are also considered.

Шум, комфорт, автомобиль, салон, система впуска, «импрессор», безопасность.

Введение

Одной из тенденций современного автомобилестроения легковых автомобилей высокого класса является создание в пассажирском пространстве автомобиля динамического звука, улучшающего восприятие водителем транспортного средства в потоке движения и повышающего за счёт этого безопасность вождения автомобиля. Покупатели, как правило, хотят видеть транспортные средства, характер шума которых соответствует типу транспортного средства и их персональному восприятию. Для многих клиентов «акустический имидж» и звуковой комфорт представляют принимаемый всерьёз мотив покупки. Удовольствие от езды должно повышаться совершенствованием внутренней акустики транспортного средства, созданием специфического, неповторимого характера звука, типичного для выбираемой марки транспортного средства и удовлетворяющего личным ожиданиям клиентов.

Многочисленные попытки создать звуковую информацию о работе двигателя при помощи «искусственного звука», сила и спектр которого зависел бы от режима работы двигателя при помощи акустических динамиков, устанавливаемых в салоне и управляемых сложными вычислительными комплексами, были предприняты ведущими автомобильными фирмами Европы в 90-е годы. Они не увенчались успехом, т.к. и водитель и пассажиры воспринимали синтезированный звук как искусственный и психологически не воспринимали его как сигнал от двигателя, требующий мгновенной и незамедлительной реакции. Решение этой про-

блемы потребовало «доставки» естественных звуковых и вибрационных сигналов, идущих непосредственно от двигателя и его систем. В качестве источника полезного сигнала используются обычно звуковые колебания в патрубках систем газообмена двигателя [1 – 33, 39] и вибрация двигателя [1, 34-38].

В предлагаемом сообщении обсуждаются возможные пути генерации такого звука и устройства для их реализации и, в частности, акустомеханические генераторы спортивного информационного звука и системы передачи «моторного» информационного звука в пассажирское пространство автомобиля, улучшающие возможности непрерывного акустического мониторинга водителем режима работы двигателя. Исследованы характеристики импрессора с компенсирующими камерами и предложены методы совершенствования его характеристик на основе двухмассовой механической модели.

Принципы работы акустомеханических преобразователей.

Оценка целевых функций

Основной задачей преобразователя является преобразование исходных колебаний генерируемых «естественным» источником (колебаний давления воздуха и выхлопных газов или механических вибраций) в полезный звуковой или механический сигнал, преобразование и фильтрация этого сигнала и доставка его в салон к водителю и пассажирам или к внешнему слушателю, находящемуся вне пассажирского пространства (рис. 1). При этом уровень звука должен был подниматься пропорционально числу оборо-

тов, он должен быть свободен от резонансов, без тональных составляющих. Пример системы с акустомеханическим преобразователем, использующей колебания в системе всасывания воздуха в двигатель, представлен на рис. 1. Система включает источник колебаний (колебательные давления во впускном патрубке 1), собственно преобразователь „с“, акустические и акустомеханические фильтры (как отдельно расположенные (9-f), так и интегрированные в преобразователь), излучатель (f) и соединительные трубки (2, 7). Система (звуковая труба, импрессор) возбуждается колебаниями давления во впускной системе (в патрубке 1, p_a), преобразует их в акустомеханическом преобразователе (с) в звуковые колебания и по дополнительной воздушной трубке передаёт их или непосредственно в салон, или в воздушное пространство моторного отсека (в точку f), а оттуда уже в пассажирское пространство автомобиля, к уху слушателя (в точку «g»).

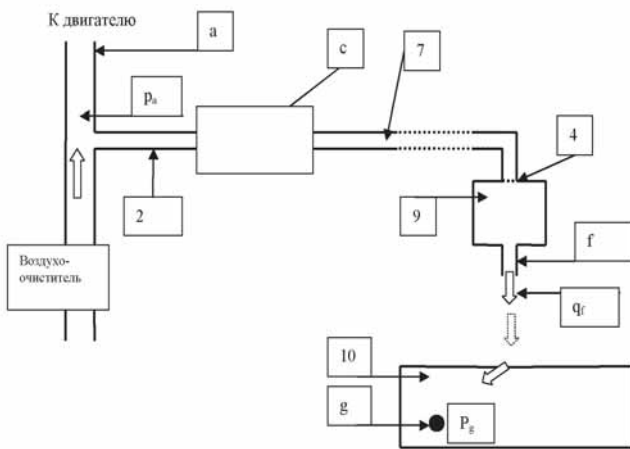


Рис. 1. Блок-схема «импрессора» - звуковой трубы: а – патрубков системы впуска, 2 – входной канал «импрессора», b, d – камеры «импрессора», с – акустомеханический преобразователь (в частности, подвижная мембрана), 7 – выходной канал «импрессора», 4 – сопротивление, 9 и f – камера и патрубок резонатора (акустического фильтра), 10 – салон, g – контрольная точка в салоне автомобиля

Звуковое давление в контрольной точке «g» (обычно у уха водителя или пассажира) определяется произведением переходной проводимости звуковой трубы (af) - Y_{fa} и переходного сопротивления участка (gf) - Z_{gf} , которое часто называют функцией Грина (G_{gf})

$$T_{ga} = \frac{p_g}{p_a} = \frac{p_g}{q_f} * \frac{q_f}{p_a} = Z_{gf} * Y_{fa} = G_{gf} * Y_{fa}, (1)$$

$$\text{где } Y_{fa} = \frac{q_f}{p_a} (2)$$

- переходная проводимость звуковой трубы (af),

$$G_{gf} = \frac{p_g}{q_f} (3)$$

- функция Грина.

Задачами акустического проектирования собственно «импрессора» является синтез его переходной проводимости Y_{fa} (целевой функции), обеспечивающей генерацию необходимого «полезного» звука в салоне (p_g), или необходимой передачи T_{ga} . И необходимая передача T_{ga} , и функция Грина (Z_{gf}) определяющая передачу звука непосредственно в салон транспортного средства, обычно определяются экспериментально. Типичные зависимости модуля функций Грина от частоты для автомобилей «Мерседес» приведены на рис. 2.

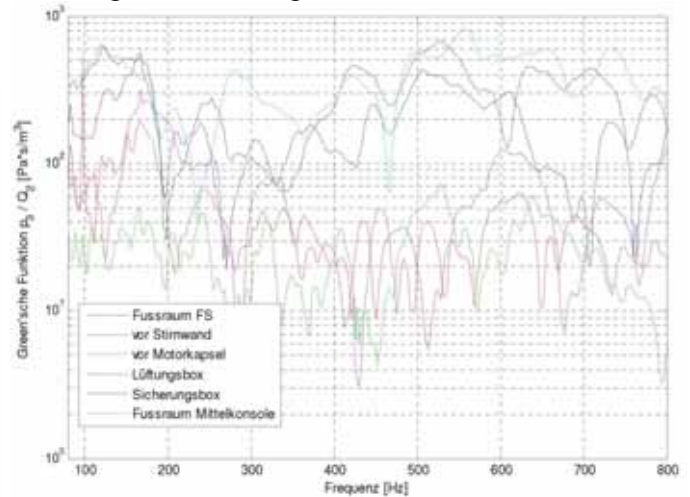


Рис. 2. Функции Грина по данным работы [16]

Целевая функция может быть определена из соотношения (2). Для её определения может быть также использован имитационный стенд [1, 15]. В наушники эксперта подаются в реальном времени сигналы, замеренные без импрессора (с заглушенной звуковой трубой) и сигнал от источника p_a , скорректированный посредством функций Грина и дополнительного регулируемого фильтра, характеристики которого (целевая функция Y_{fa}) подбираются вручную. Данные регулировок для наиболее «приятного» смешанного звука и принимаются в качестве целевой функции импрессора (звуковой трубы) при его проектировании. Таким образом,

непосредственное акустическое проектирование импрессора сводится к созданию акустической системы с заданной разрабочником автомобиля зависимостью переходной проводимости от частоты возбуждения.

На рис. 3 представлена типичная упрощённая аппроксимирующая зависимость модуля целевой функции от частоты [17]. Она имеет слабую передачу как на очень низких, так и на высоких частотах. В области частот основной гармоники требуемая передача обычно имеет широкую (порядка октавы) область с высокой передачей. Следует отметить, что целевая функция неоднозначна и в определённой мере субъективна. В период доводки она уточняется в зависимости от результатов акустических испытаний конструктивных реализаций. Кроме того, реальная конструкция имеет конечное число степеней свободы и поэтому синтезированные проводимости лишь аппроксимируют целевую функцию. Их соответствие «хорошему» субъективному восприятию проверяется как на имитационном стенде, так и на автомобиле. Важно отметить, что в процессе определения оценки «смешанного» звука на имитационном стенде используются временные сигналы, оцениваемые экспертом в реальном времени. Поэтому важны не только модули, но и фазы измеряемой (синтезируемой) передачи.

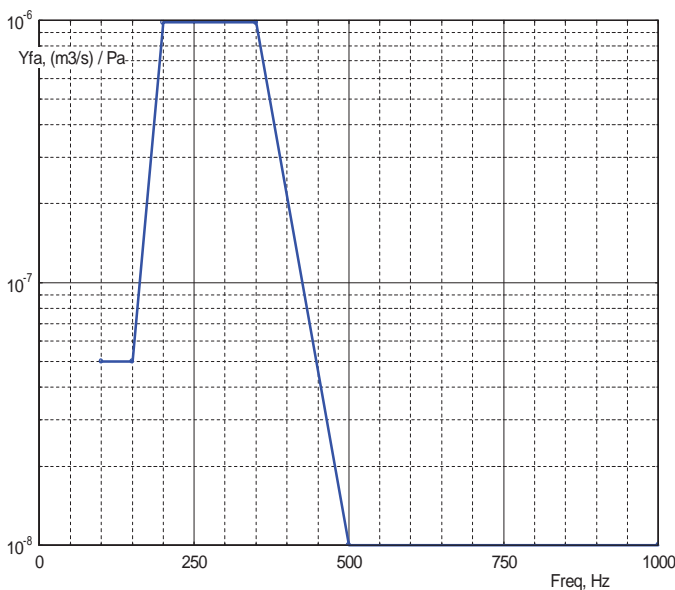


Рис. 3. Пример аппроксимированной целевой функции Y_{fa}

Представление передаточной функции импрессора через передачи механического и акустических блоков

В представленной на рис. 4 блок-схеме импрессор разбит на два акустических блока (a-k) и (m-f) и механический блок (k-m).

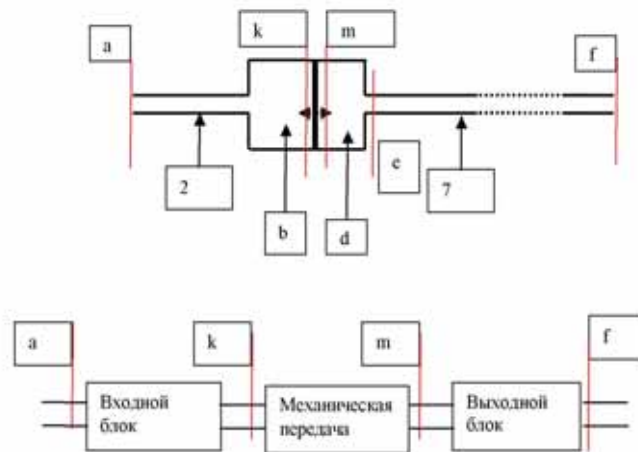


Рис. 4. Блок-схема передачи сигнала через импрессор

Входной блок опишем матрицей

$$i_a = Y_{aa} u_a + B_{ak}^{ii} i_k \quad (4)$$

$$u_k = B_{ka}^{uu} u_a + Z_{kk} i_k.$$

Здесь „ i^k “ и „ u^k “ – эквивалентные токи и напряжения в граничных сечениях входного блока.

Механический блок описан ниже матрицей проводимостей Y :

$$i_k = Y_{kk} u_k + Y_{km} u_m \quad (5)$$

$$i_m = Y_{mk} u_k + Y_{mm} u_m.$$

Выходной блок описан матрицей

$$u_m = Z_{mm} i_m + B_{mf}^{uu} u_f \quad (6)$$

$$i_f = B_{fm}^{ii} i_m + Y_{kf} u_f.$$

Уравнения (4 - 6) совместно с граничными условиями (7) в сечениях (a) и (f), например,

$$p_a = p_s ; \quad p_f = 0 \quad (7)$$

полностью определяют акустические и механические колебания во всех точках системы, в том числе и переходную проводимость Y_{fa} .

Ниже приводится метод преобразования уравнений и ищется именно аналитическое описание их решений именно для качественного анализа поведения системы и разработки путей синтеза и оптимизации конструкций. Для этого ниже использован метод направленных (сигнальных) графов [42]. Граф системы (3 - 6) представлен на рис. 5.

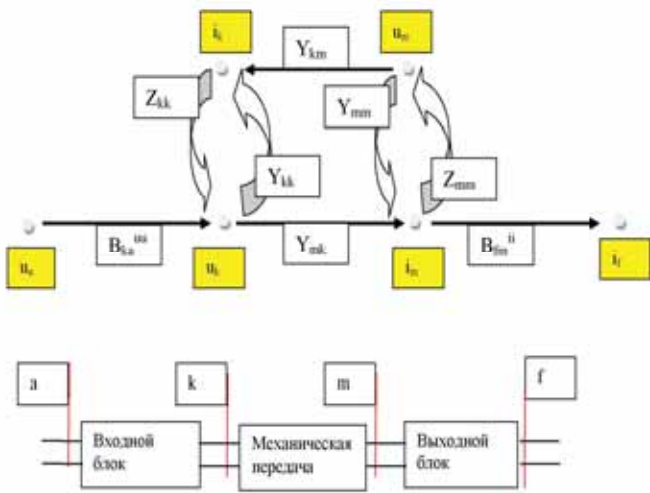


Рис. 5. Граф системы (3 – 6)

Согласно правилу Мейсона [42] передача этого графа определяется комбинацией прямых передач ветвей графа с учётом петель графа. При выбранной форме описания характеристик элементов реализуется лишь один прямой путь от точки (u_a) к точке (i_f). Передача этого пути описывается формулой

$$i_{f,direct} = B_{ka}^{uu} * Y_{mk} * B_{fm}^{ii} u_a. \quad (8)$$

Выражение (8) рассматривается ниже в качестве приближённого аналитического выражения для синтеза целевой функции Y_{fa} :

$$Y_{fa} = \sim B_{ka}^{uu} * Y_{mk} * B_{fm}^{ii}. \quad (9)$$

Преимущество описания (9) – возможность поэлементного синтеза отдельных блоков импрессора. Конечно, возможность использования формулы (9) должна каждый раз контролироваться. В частности, для импрессора, уставленного непосредственно у трубы 1, без выходного патрубка, излучающего непосредственно в пространство моторного отсека

$$B_{ka}^{uu} = \sim 1 \text{ и } B_{fm}^{ii} = \sim 1$$

И, соответственно, передача Y_{fa} определяется только передачей механического блока, в который для конструкции на рис. 4 включается и упругость воздушных пружин (газовых объемов в полостях b и d)

$$Y_{fa} = Y_{mk}. \quad (10)$$

Разложение передачи акустомеханического блока по полюсам передаточной функции

Для оценки потенциальных величин проводимостей механического блока "mk" и решения задач синтеза передачу

механического блока удобно разложить по собственным формам колебаний

$$Y_{mk} = \left(\frac{1}{j\omega M} \sum_{i=0}^{\infty} \frac{\omega^2}{\omega^2 - \omega_i^2} B_{si} B_{ia} \right) p_a, \quad (11)$$

где ω_i^2 - собственные частоты;

M – суммарная масса подвижных элементов;

A_{si} и B_{ia} коэффициенты формы [43].

Как следует из разложения (11), с точки зрения расширения полосы пропускания желательнее использовать многомассовые системы с большим числом резонансов ω_i , «покрывающих» интересующие полосы актуальных частот. В частности, использовать двухмассовые механические системы взамен одномассовых.

На рис. 6 представлен один из вариантов конструктивного исполнения двухмассового импрессора, предназначенного для использования в двигателях с турбонаддувом [13]. Собственно акустомеханический преобразователь содержит корпус 17, разделённый неподвижной жёсткой воздухонепроницаемой перегородкой 13 на две акустически несообщающиеся области. Область высокого давления сообщается патрубком 2 с впускной трубой 1 и разделена подвижной перегородкой 8 на две части (3 и 4), сообщающиеся друг с другом через компенсирующий канал 12. Перегородка закреплена на пружинных уплотнителях 15. Колебания давления из впускной трубы 1 передаются в камеру 3, вызывают продольные колебания перегородки 8 и через шток 10 передаются далее на подвижную перегородку 9. Колебания перегородки 9 сжимают воздух в камере низкого (атмосферного) давления 6 и выталкивают его в воздушную трубку 7, откуда передаются далее к излучателю f. Компенсирующий канал 12 выравнивает статические в камерах 3 и 4 и предохраняет легкоподвижные элементы подвижного механического блока от повреждений силами давления [13]. В перегородку 13 установлено уплотнение 11, предотвращающее проникновение воздуха из камеры 4 в камеру 5. Кроме механической связи между перегородками (мембранами) в патенте [13] рассматривается также возможность использования гидравлической и электромагнитной связи. Двухмассовость в схеме на рис. 4 достигается введением податливого (пружинного) элемента в шток 10.

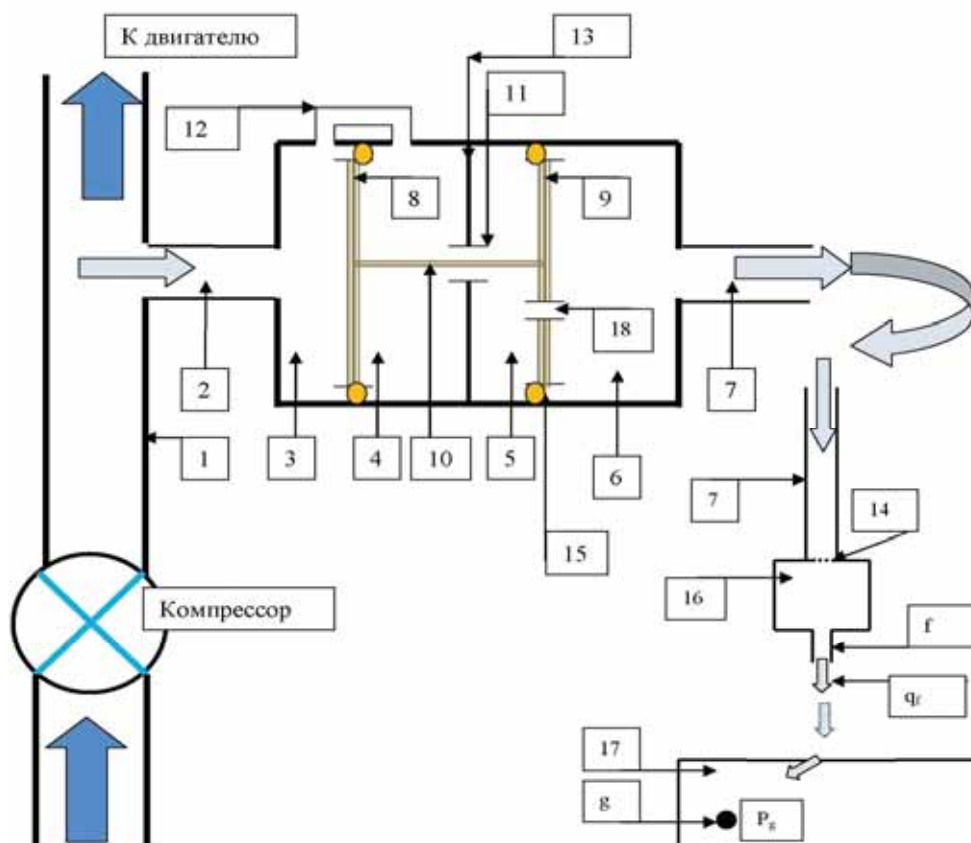


Рис. 6. Принципиальная схема «импрессора» с разгруженной мембраной по патенту [13] (вариант): 1 – входной канал; 2, 3 – камеры входного (нагруженного) блока; 4, 5 – камеры выходного контура; 6 – выходной канал; 7 – дросселирующий канал; 8, 9 – колеблющиеся поршневые мембраны; 10 – шток, 11 – подвижное уплотнение, 12 – разделительная перегородка между воздушными блоками

Акустомеханическая модель импрессора

Акустомеханическая модель импрессора без конечного резонатора представлена на рис. 7. Кроме пружин подвески подвижных перегородок Spring_8 и Spring_9 в модель включена промежуточная пружина Spring_10, инсталлированная в шток 10. Воздушные акустические элементы описаны как акустические n-порты (2n-полюсники). Подробное описание их моделей, применительно к системам впуска и выпуска и к глушителям, и соответствующие таблицы можно найти, например, в работе [44].

Синтез механического блока на основе симметричной двухмассовой механической модели

Ниже для синтеза механического блока в качестве базовой модели используется модель симметричной механической двухмассовой системы, представленная на рис. 8. Колебания симметричной системы характеризуются двумя собственными формами, относительные смещения масс в ко-

торых представлены на рис. 8. При равных массах и жёсткостях - $M_8 = M_9$ и $K_8 = K_9$, первая собственная форма колебаний системы соответствует асимметричным колебаниям с массами движущимися в одну сторону (рис. 8,а) и, например, для правой части системы соответствует колебаниям в схеме (рис. 8,б). Собственная частота первой формы определяется выражением

$$\omega_1^2 = \frac{K_8}{M_8} \quad (12)$$

Пружина K_{10} на колебания первой (низшей) формы не влияет, т.к. при перемещении масс она не деформируется.

Вторая собственная форма соответствует движению масс навстречу друг другу (рис. 8,с) и соответствует колебаниям в системе (рис. 8,д). Собственная частота второй формы определяется выражением

$$\omega_2^2 = \frac{K_8 + 2K_{10}}{M_8} \quad (13)$$

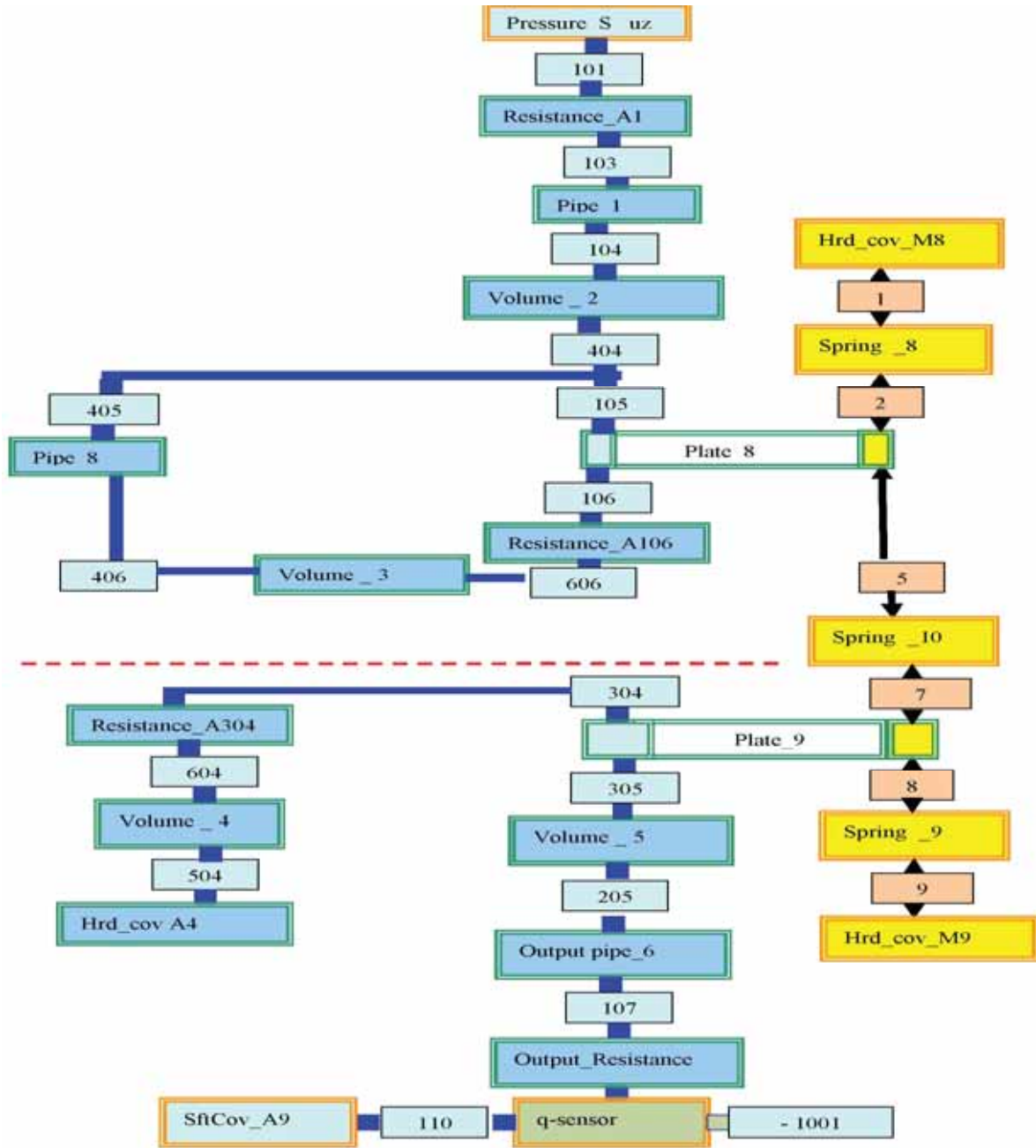


Рис. 7. Акустомеханическая модель импрессора

Для синтеза импрессора можно как вариант, выбрать для планируемой ширины полосы пропускания в 1 октаву

$$M_8 = M_9 \quad (14)$$

$$K_8 = K_9 = M_8 \omega_{\text{цмн}}^2 \quad (15)$$

$$K_{10} = 0.5 * K_8 \quad (16)$$

Для более узкой полосы с центральной частотой $f_{\text{цмн}}$ и шириной B октав

$$f_{\text{цмн}} = \sqrt{f_{1,\text{гран}} * f_{2,\text{гран}}} \quad (17)$$

$$\frac{f_{2,\text{гран}}}{f_{1,\text{гран}}} = 2^B \quad (18)$$

принимаем

$$f_1 = f_{\text{цмн}} 2^{-B/4}$$

$$\text{и } f_2 = f_{\text{цмн}} 2^{B/4} \left(\frac{f_2}{f_1} = 2^{B/2} \right), \quad (19)$$

откуда при заданной массе мембраны M_2 имеем для остальных механических величин

$$K_8 = K_9 = M_8 \omega_1^2 = M_8 \omega_{\text{цмн}}^2 2^{-B/2}, \quad (20)$$

$$K_{10} = 0,5(M_8 \omega_2^2 - K_8) = 0,5 M_8 (\omega_2^2 - \omega_1^2) = \\ = M_8 \omega_{\text{цмн}}^2 0,5(2^{B/2} - 2^{-B/2}). \quad (21)$$

На рис. 9 характеристики механического блока двухмассового импрессора сравнены с характеристиками идентичного одномассового (в случае жёсткого штока). Двухмассовая система имеет и более широ-

кую полосу усиления (передачи) и более крутые спады частотной характеристики как на низких, так и на высоких частотах.

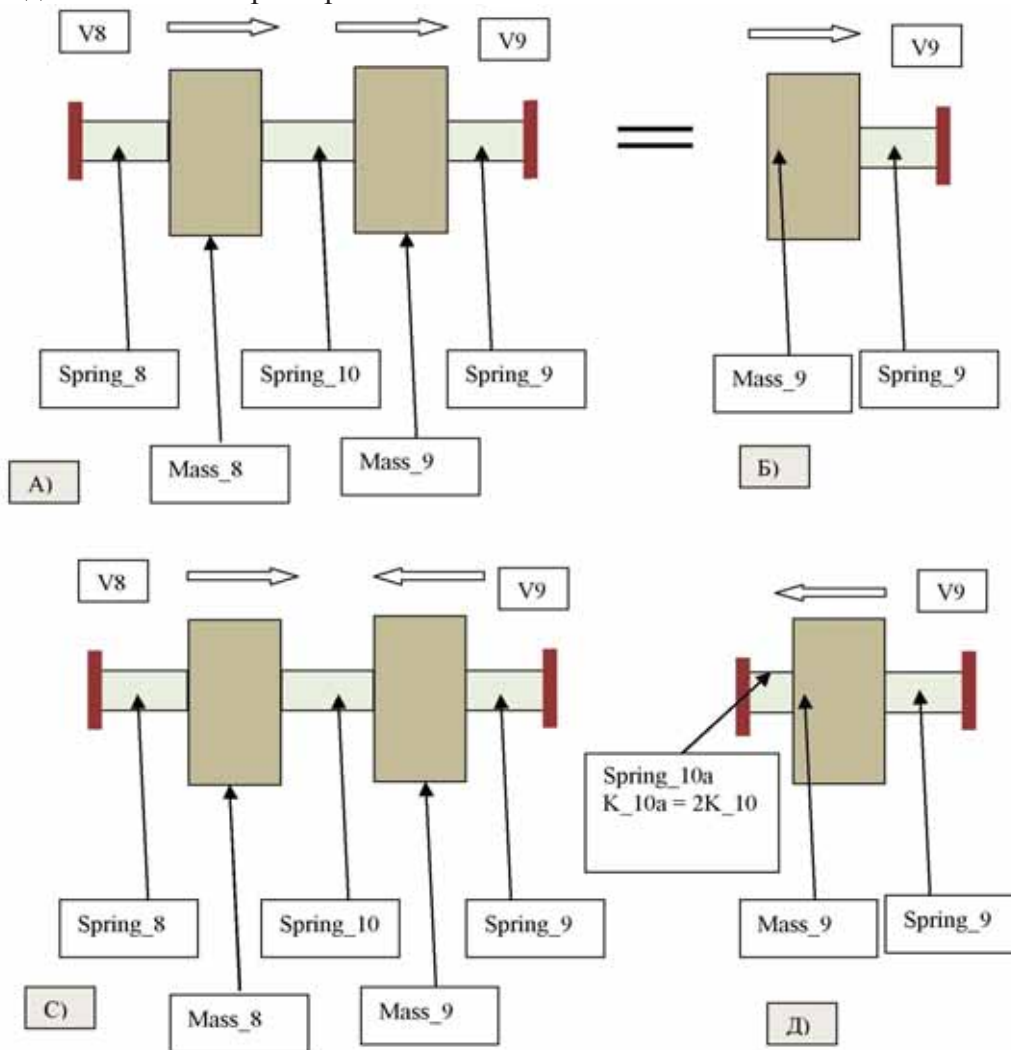


Рис. 8. Собственные формы колебаний в симметричной двухмассовой колебательной системе

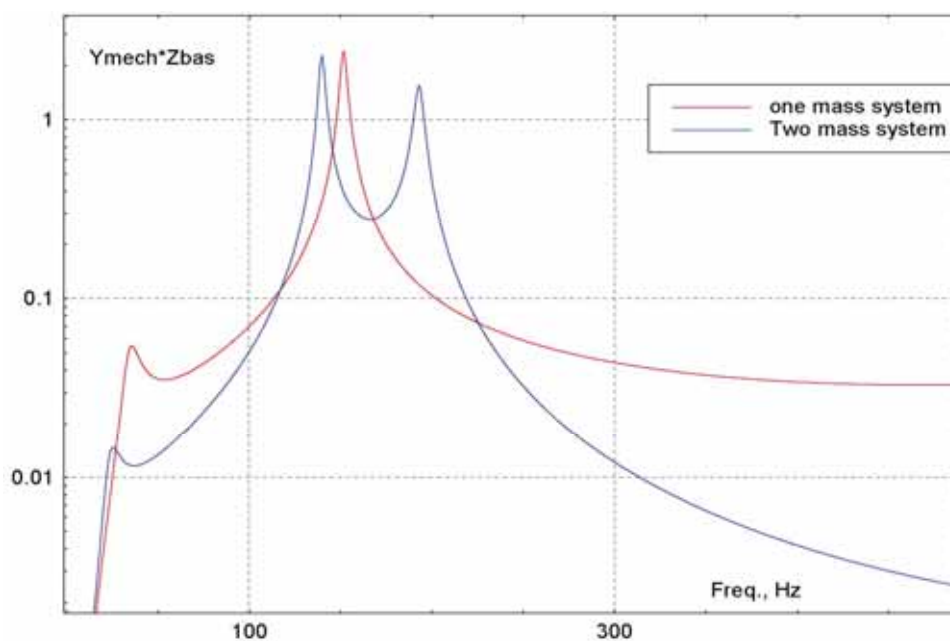


Рис. 9. Сравнительные передачи механического блока одно- и двухмассового импрессоров

Выводы

1. Исследовано описание передачи звука импрессора через характеристики собственных форм колебаний акустомеханической системы, содержащей как акустические, так и механические элементы.

2. Предложен метод и алгоритм синтеза передаточной проводимости импрессора по полюсам его передаточной функции.

3. Предложено представление передаточной функции импрессора через передачи механического и акустического блоков по отдельности.

4. Предложен метод и алгоритм синтез импрессоров на основе симметричной двух-массовой механической модели.

5. Показано, что увеличение числа масс в механическом блоке импрессора позволяет расширить полосу частот его эффективной работы.

Результаты работы могут быть востребованы предприятиями, научно-исследовательскими учреждениями, научно-образовательными центрами, занимающимися разработкой и производством автотранспортных средств с минимальным вредным шумовым воздействием на окружающую среду и на пассажиров, а так же разработчиками легковых автомобилей класса люкс с повышенными требованиями к звуковому комфорту и безопасности их эксплуатации.

Научно-исследовательская работа выполнена в рамках реализации федеральной целевой программы «Научные и научно-образовательные кадры инновационной России» на 2009-2013 гг.

Библиографический список

1. Hofmann, M. Konzept zur gezielten Beeinflussung des Geräusch-charakters von Fahrzeugen [Text] / M. Hofmann, R. Helber // Fortschritte der Akustik, DAGA - Hamburg - 2001, -2 p.

2. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent DE10042012 B2 / R. Helber, M. Hofmann, H. Müller, R. Starobinski; publ. 19.08.2004.

3. Sonic coupling between an intake tract or engine compartment and the interior of a motor vehicle [Text]: patent US2008135330 / Dr. Anton Wolf; publ. 12.06.2008.

4. Schallübertragungsvorrichtung für ein Kraftfahrzeug [Text]: patent DE10114397 A1 / R. Hoffmann, K. Brodesser, U. Lindner; publ. 26.09.2002.

5. Sound transmission device for a motor vehicle [Text]: patent US6600408 / N. Walter, M. Helget, T. Gokeler, H. Hoffmann, U. Lindne; publ. 29.06.2003.

6. Schallwandler für ein Kraftfahrzeug [Text]: patent EP1365120 / A. Enderich, L. Fröhlich; publ. 15.05.2003.

7. Vehicle Intake Sound Introducing Apparatus [Text]: patent EP 1870592 A2 / D. Ochi, N. Yamamoto, H. Matsouka; publ. 19.06.2007.

8. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent DE10223871 A1 / M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 11.12.2003.

9. Sound generator with structurally and acoustically coupled sound radiation panel and method for manufacturing the same [Text]: patent US2009057054 A1/ J. D. Kostun, M. D. Hellie, C. E. Shaw, A. C. Arruda, M. J. Styles; publ. 05.03. 2009.

10. Intake device of Internal Combustion Engine [Text]: patent US7448353 / M. Shinada, Y. Saito; publ. 11.11.2008.

11. Sound increase apparatus [Text]: patent EP1736349 A1 / Hiroyuki, A. Hiromichi, S. Akira, S. Masashi, S. Yuta; publ. 16.05.2006

12. Sound-Engineering an aufgeladen Motoren [Text] / A. Enderich, K. Brodesser, L. Fröhlich [et al.] // 26. Int. Wiener Motorensymposium 2005, Österreich, pp.280-297.

13. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent DE10212257 B4 / M. Hofmann, R. Starobinski, H. Striebel; publ. 26.08.2004.

14. Device for establishing noise in a motor vehicle [Text]: patent US7188703 B2/ M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 13.03.2007.

15. Hofmann, M. Konzept zur gezielten Beeinflussung des Geräuschcharakters von Kraftfahrzeugen [Text] / M. Hofmann // Dissertation, Technischen Universität Darmstadt - 2003, - 140 p.

16. Schallwandlerkopf und diesen umfassenden Schallwandler, insbesondere für ein Kraftfahrzeug [Text]: patent DE10149169 C1 / A. Wolf, J. Hoffmann Josef, R. Stichter; publ. 12.12.2002.

17. Vorrichtung zur Übertragung von Brennkraftmaschinengeräuschen [Text]: patent

EP1306829 A2 / H. Maurer, M. Alex, E. Vogel; publ. 25.10.2002.

18. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent DE102008009531 A1 / M. Alex, M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 20.08.2009.

19. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent DE102008009526 A1 / M. Alex, M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 20.08.2009.

20. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent DE102008009527 A1 / M. Alex, M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 20.08.2009.

21. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent DE102008009528 A1 / M. Alex, M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 20.08.2009.

22. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent DE102008009530 A1 / M. Alex, M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 20.08.2009.

23. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent DE102008009534 A1 / M. Alex, M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 20.08.2009.

24. Intake air noise adjuster [Text]: patent US2009025672 A1 / T. Akimoto, I. Fukumoto, M. Shinada, T. Kawano; publ. 29.01.2009.

25. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent EP1507682 B1 / M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 11.12.2003.

26. Air filter for an internal combustion engine [Text]: patent US2004011011 A1 / C. Eberhard, J. Winkel; publ. 22.01.2004.

27. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent DE10357017 A1 / M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 30.06.2005.

28. Schallwandler für Abgaspulsationen [Text]: patent EP1138887 A2 / A. Wolf; publ. 29.03.2001.

29. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent US6932189 B2 / R. Helber, M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 23.08.2005.

30. Simulating Odd Fire V-10 Exhaust Noise for Sound Quality Evaluation [Text] / P. Hetherington, W. Hill, F. Pan [et al.] // SAE Technical Papers Series, 1999 - 01-1652.

31. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent US7377359

B2 / M. Hofmann, S. Rossa, R. Starobinski; publ. 27.05.2008.

32. Mehrflutige Abgasanlage mit Übersprechstrecke [Text]: patent DE102007007946 A1 / M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 04.09.2008.

33. Vorrichtung zur Geräuschgestaltung bei einem Kraftfahrzeug [Text]: patent DE102008009533 A1 / M. Alex, M. Hofmann, R. Starobinski; publ. 20.08.2009.

34. Vorrichtung zur Lagerung einer Brennkraftmaschine [Text]: patent DE102004043334 A1 / M. Hofmann, R. Starobinski, J. Troge; publ. 09.03.2006.

35. Vorrichtung zur Lagerung einer Brennkraftmaschine [Text]: patent DE102005025577 A1 / M. Hofmann, R. Starobinski, J. Troge; publ. 07.12.2006.

36. Motorlager [Text]: patent DE 102006003882 A1 / M. Hofmann, R. Starobinski, J. Troge; publ. 02.08.2007.

37. Motorlager mit hydraulischer Dämpfung [Text]: patent DE102006058110 A1 / M. Hofmann, R. Starobinski, J. Troge; publ. 12.06.2008.

38. Troge, J. Erarbeitung von Konzepten zur gezielten akustischen Abstimmung eines Motorlagers [Text] / Jan Troge // Diplomarbeit, Technische Universität Dresden – 2004.

39. Fuchmann, B. Grundsatzuntersuchungen zum Sportsound durch Abgaskrümmers- und Vorrohranpassung [Text] / Bernd Fuchmann, Patrik Garcia // MTZ Motortechnische Zeitschrift 62 (2001). 5. - P. 356 – 366.

40. Küppers, Th. Untersuchungen zur Beeinflussung und Anpassung des Übertragungsverhaltens einer Impressor-Luftschallbrücke bei Schaltsaugrohrmotoren [Text] / Th. Küppers // Master Thesis, Institut für Kraftfahrzeuge RWTH Aachen, Aachen, Oktober 2008. - P.103.

41. Müller, H. Experimentelle und analytische Auslegung einer Luftschallbrücke zur Geräuschgestaltung im Fahrzeug / H. Müller // Diplomarbeit, DaimlerChrysler AG, Technische Universität Darmstadt, Stuttgart, April 2000. – 129p.

42. Бессонов, Л.А. Линейные электрические цепи [Текст] / Л.А. Бессонов // – М.: Высшая школа, 1968. - 256 с.

43. Старобинский, Р.Н. Теория и синтез глушителей для впускных и выпускных систем двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Р.Н. Старобинский // Дис. ... д-ра техн. на-

ук. - Тольятти, 1982. - 333 с.

44. Старобинский, Р.Н. Глушители шума [Текст] // Техническая акустика транспорт-

ных машин: справ. Гл. 10 / под ред. д-ра техн. наук, проф. Н.И. Иванова – СПб.: Политехника, 1992. – С. 194-265.

ACOUSTICAL-MECHANICAL SOUND GENERATORS FOR CREATING AN ACOUSTICAL IMPRESSION OF A CAR

© 2011 R. N. Starobinski, A. V. Krasnov, A. A. Kovaleva, N. V. Vilch

Togliatti State University

The technical devices for creating of sportive and informative sound in car passenger compartment are considered. It is shown that the controlled sound transmission from engine intake system into the salon is one of the most perspective ways of sportive and informative sound generation. The acoustical-mechanical devices (impressors), methods of their synthesis and development and are also considered.

Noise, comfort, car, passenger compartment, intake system, exhaust system, «impressor», safety.

Информация об авторах

Старобинский Рудольф Натанович, доктор технических наук, профессор, научный консультант «Prof. R.Starobinski. Silencers. Consulting and engineering», Гамбург, Германия. E-mail: Rudolf.Starobinski@freenet.de. Область научных интересов: внутренняя акустика машин.

Краснов Александр Валентинович, кандидат технических наук, доцент Тольяттинского государственного университета. Область научных интересов: внутренняя акустика машин.

Ковалева Анна Александровна, аспирант кафедры управления промышленной и экологической безопасностью Тольяттинского государственного университета. E-mail: A.Kovaleva@tltsu.ru. Область научных интересов: внутренняя акустика машин.

Вильч Надежда Валерьевна, студентка Тольяттинского государственного университета. E-mail: navi2004@yandex.ru. Область научных интересов: внутренняя акустика машин.

Starobinski Rudolf Natanovich, Doctor of technical sciences, professor, the director Consulting-büro «Prof. R.Starobinski. Silencers. Consulting and engineering», Hamburg, Germany. E-mail: Rudolf.Starobinski@freenet.de. Area of research: the internal speakers machines.

Krasnov Alexander Valentinovich, Candidate of technical Sciences, Associate Professor of Togliatti State University. Area of Research: the internal speakers machines.

Kovaleva Anna Alexandrovna, graduate department management of industrial and environmental safety of Togliatti State University. E-mail: [A. Kovaleva @ tltsu.ru](mailto:A.Kovaleva@tltsu.ru). Area of Research: the internal speakers machines.

Vilch Nadezhda Valerievna, a student of Togliatti State University. E-mail: navi2004@yandex.ru. Area of Research: the internal speakers machines.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАТОК ГТД ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

© 2011 А. А. Рыжов, Б. К. Галимханов, Н. А. Рыжов, Р. К. Латыпов, С. Р. Иргалин

Открытое акционерное общество “Научно-производственное предприятие “Мотор”, г. Уфа

Разработаны конструкции и отработаны технологии изготовления рабочих и статорных лопаток ГТД из композиционных материалов на металлической основе. Предлагаются варианты исполнения рабочей лопатки из В-Mg с титановой оболочкой и направляющей лопатки из С-Mg, покрытой эмалью. Проведены необходимые экспериментальные проверки, показана работоспособность разработанных деталей.

Композиты, структура, волокна, матрица, двигатель, лопатка, бор, углерод, магний.

Повышение ресурса и надежности перспективного авиационного газотурбинного двигателя нового поколения, сокращение числа ступеней компрессора, уменьшение массы двигателя в целом при тенденции повышения нагрузок на ступени турбомашин требует использования новых конструктивно-технологических решений.

Традиционные материалы уже не могут обеспечить комплекса требуемых физико-механических характеристик – высокую жесткость, прочность и усталостное сопротивление при заданной массе [1].

Один из возможных вариантов решения – использование композиционных материалов, в т.ч. и металлических КМ волокнистой структуры.

Перспектива использования МКМ заключается в следующем:

- титановые сплавы могут не обеспечить работоспособность рабочих лопаток при повышенных значениях окружных скоростей;

- доля механической обработки в технологии изготовления деталей минимальна;

- обладают малой чувствительностью к концентраторам напряжений (забоины, риски, ...);

- высокие демпфирующие характеристики.

В отличие от традиционных сплавов композитные материалы состоят, по крайней мере, из двух определенных материалов, не теряющих свои характеристики в композиции.

Наибольшие возможности применения КМ на основе легких сплавов – детали относительно холодного узла-компрессора. Это рабочие и направляющие лопатки компрес-

сора низкого давления, корпусные и другие статорные детали.

Предельные значения физико-механических свойств композиционных материалов определяются главным образом свойствами армирующего материала.

Волокна некоторых материалов обладают уникально высокими значениями прочности и жесткости. Так, борные волокна обладают очень высокой прочностью и жесткостью.

Также перспективными для практического применения являются углеродные волокна. В сочетании с легкими металлическими сплавами на основе магния или алюминия они позволяют получить легкие прочные жесткие композиционные материалы.

Исследования основываются на богатом опыте конструирования и доводки лопаток направляющего аппарата (НА) компрессора из МКМ [5]. Лопатки НА из боралюминия, а в дальнейшем из бормагния, были отработаны по прочностным статическим и усталостным характеристикам и прошли первые испытания в составе двигателя на летающей лаборатории.

При конструировании материала для деталей узлов ГТД необходимо исходить из нескольких факторов:

- нагруженность – газовыми и инерционными силами, динамическими нагрузками;

- температурное состояние;

- агрессивность среды;

- технология изготовления.

Для рабочих лопаток (РЛ) компрессора наиболее приемлемым является МКМ волокнистой структуры –бормагний (В-Mg) и углемагний С-Mg, позволяющие при исполь-

зовании соответствующей технологии литья получить детали сложной конфигурации (с обработкой защиты от воздействия внешней среды, в т.ч. и твердых частиц).

Свойства КМ в основном зависят от характеристик волокон, их расположения и объемного содержания. Учитывая накопленный опыт проектирования, за основу были приняты характеристики КМ с однонаправленными волокнами. Основные характеристики КМ определяются по формулам [3], полученным из условия аддитивности и предположения, что матрица более пластична, обеспечивается совместная деформация волокон и матрицы до разрушения (силы их сцепления достаточны).

Решение задачи по оптимизации структуры связано с анализом напряженно-деформированного состояния (НДС) детали.

Для расчетного режима определяются максимально действующие напряжения, по значениям которых с учетом норм прочности оцениваются требуемые значения пределов прочности, необходимые для обеспечения работоспособности лопаток: σ_B , $\sigma_{см}$, τ_c .

Для рабочих лопаток (РЛ) компрессора наиболее приемлемыми являются КМ на основе легких алюминиевых или магниевых сплавов с обработкой защиты от воздействия твердых частиц - может быть принят МКМ волокнистой структуры - материал бормагний (В-Mg), материал С-Mg, позволяющие при использовании соответствующей технологии литья получить детали сложной конфигурации [2,7]. КИМ в этих случаях будет иметь высокие значения, доработка деталей после операции литья будет минимальной.

Существенную роль в выборе КМ играет опыт практического применения составляющих МКМ. Исходя из этого, по приоритетам рассматриваются композиции В-Mg, С-Mg, SiC-Al.

По значениям требуемых напряжений определяется величина объемного наполнения КМ волокнами. Для композиции В-Mg, принятой в первом приближении для обработки облика лопатки из КМ, необходимо создание материала с объемным наполнением не менее $v = 0,3$ [3].

Подход к решению поставленной задачи отрабатывался на модельной лопатке. Модельная лопатка имела постоянный по

высоте профиль и хвостовик типа “ласточкин” хвост (рис. 1, лопатка до механической обработки).



Рис. 1. Модельная лопатка

На модельной лопатке были уточнены требования к конструкции пресс-формы и отработаны основные технологические операции:

- лазерная резка монослоев борных волокон;
- формирование пакета монослоев;
- литьё магниевого наполнителя в пресс-форму в вакууме.

В ходе работ были проведены металлографические исследования, разработаны критерии бракования при выполнении неразрушающего контроля изделий. Статические испытания подтвердили высокие механические свойства композиционного материала. Напряжение разрыва σ_r достигало значения 825 МПа.

Полученные удовлетворительные результаты на модельной лопатке дали основание для начала работ по созданию полноценной лопатки из КМ - лопатки 1 ступени КНД разрабатываемого двигателя. Рабочая лопатка обладает слабо закрученным профи-

лем, большим удлинением, хвостовик - типа «ласточкин хвост». Результатом комплекса конструкторских работ явился выпуск чертежей лопатки и соответствующих технических условий (ТУ) на изготовление.

При отработке облика лопатки необходимо было обратить пристальное внимание на эксплуатационные свойства, в частности на коррозионную стойкость материала лопатки.

В качестве матрицы в МКМ рассматривались литейные высокопрочные сплавы МЛ5, МЛ8 и жаропрочный сплав МЛ10.

Коррозионная стойкость магния и его сплавов зависит от легирующих элементов металлических примесей и наличия неметаллических покрытий [6]. Влияние их различно и неоднозначно. Повышение коррозионной стойкости, помимо использования легирующих элементов, происходит и при соответствующей термической обработке, причем сплавы должны разрабатываться на основе магния высокой чистоты.

Магниевые сплавы имеют более высокую скорость коррозии по сравнению с другими, например алюминиевыми сплавами, особенно в атмосфере повышенной влажности. Основной способ защиты магневых сплавов от коррозии, обеспечивающий надёжную эксплуатацию их во всех климатических атмосферных условиях - нанесение покрытий.

Основные требования, которым должны удовлетворять покрытия для создания надёжного защитного слоя:

- покрытие должно являться сплошным;
- являться прочным, износостойчивым и иметь высокую адгезию к сплаву.

Проведен анализ следующих видов покрытий:

1) неметаллические, неорганические покрытия. Формируются при обработке в растворах и состоят из труднорастворимых соединений типа окислов, хроматов, фторидов, фосфатов и т.д. Методы получения подобных покрытий – химические, электрохимические;

2) покрытия из порошковых металлов. Наносятся методом вихревого плазменного напыления. Могут надёжно защищать при

отсутствии повреждений, высокие требования к подготовке поверхности;

3) металлические покрытия – применяются для обеспечения высокой износостойкости и защиты магниевых сплавов от коррозионного повреждения.

Наиболее действенным способом защиты лопаток из КМ является использование оболочки из фольги титанового сплава, покрывающей лопатку из КМ.

Для защиты магниевого наполнителя от воздействия коррозионно-активных сред и эрозионного износа разработан кожух из титанового листа толщиной 0,2 мм. Предварительно отформованный кожух и пакет борных волокон помещается в пресс-форму и в вакууме заливается магниевым наполнителем (рис. 2).



Рис.2. Рабочие лопатки

Адгезия титанового кожуха (рис. 3) к материалу наполнителя обеспечивает надёжную защиту магния от воздействия окружающей среды.

При испытаниях на отрыв титана от магния разрушение происходило по титановому листу. При разгонных и усталостных испытаниях отслоения титанового кожуха от наполнителя также не отмечалось.

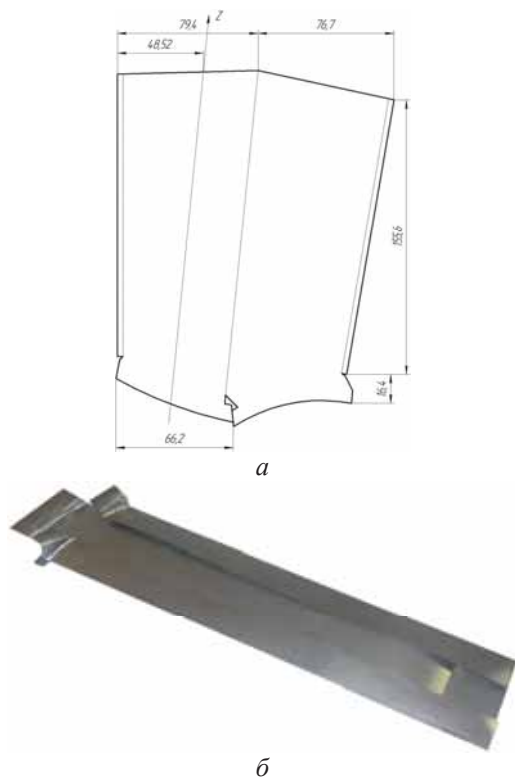


Рис. 3. Чертёж кожуха лопатки (а) и отштампованный кожух из титанового листа (б)

Проведены испытания по определению статической и динамической прочности конструкции. Степень армирования и выносы профиля рабочей лопатки из композиционного материала бор-магний подбирались с обеспечением пятикратного запаса прочности в корневом сечении. Такому результату предшествовала работа по подбору оптимального процента наполнения и ориентации волокон в монослоях пакета. Пример укладки монослоёв в пакет приведён на рис. 4. Корректировка степени наполнения до 32 % борного волокна и изменение положения центров тяжести сечений позволили избежать разрушения лопатки при разгонных испытаниях. Лопатки прошли усталостные испытания на базе $N=2 \cdot 10^7$ при $\sigma_v=200$ МПа, в том числе с нанесёнными забоинами.

Работоспособность хвостовика разработанной лопатки из бор-магния также обеспечивается в соответствии с действующими нормами прочности.

В связи с отсутствием российского поставщика борных волокон была спроектирована и испытана лопатка с углеродными волокнами в качестве армирующего элемента.

Таким образом, при производстве лопатки были отработаны:

- направление укладки и оптимальный процент наполнения слоёв;

- формование и сварка защитного кожуха из титанового листа;
- проливка пакета борных и угольных волокон магнием;
- методические подходы к проектированию и испытаниям изделий из КМ;
- принципы неразрушающего контроля готовых лопаток.

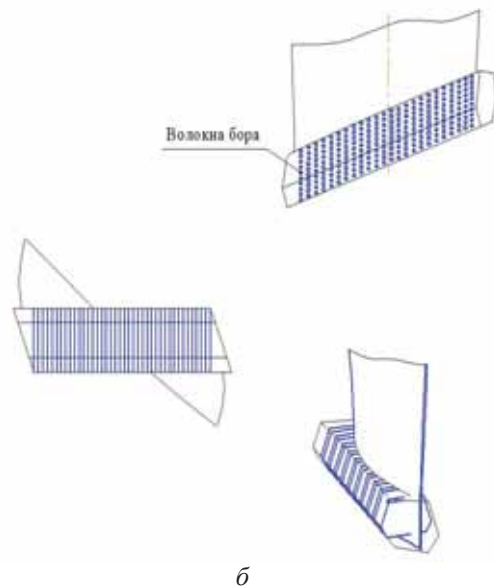
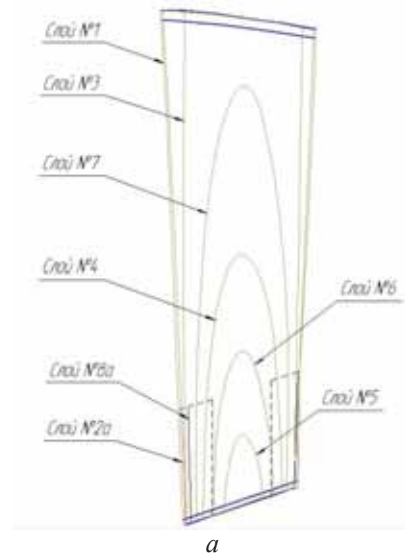


Рис. 4. Порядок укладки монослоёв в пакете (а) и формирование хвостовика (б)

Оценка НДС лопатки компрессора

Исходные данные

При расчете лопаток компрессора на прочность учитывают центробежные и газовые силы, что является стандартной процедурой при проектировании ГТД. Основное отличие при расчете лопаток из композиционных материалов от изотропных является учет ее внутренней структуры: количество слоев; ориентация волокон, процентное содержание волокон, геометрия монослоев.

Геометрическая модель лопатки представляет из себя двенадцать “монослоев”, уложенные каждый под определенным углом. Схема расположения слоев представлена на рис. 4. Монослой - слой композиционного материала, в котором все волокна уложены в одном направлении. Углы укладки слоев в лопатке приведены в табл. 1. Нумерация слоев следует от спинки к корыту.

Таблица 1. Углы укладки слоев в лопатке

Номер слоя	Угол укладки
1	0
2	-30
3	0
4	+30
5	0
6	0
7	0
8	0
9	-30
10	0
11	+30
12	0

Расчет НДС лопатки выполнен в САЕ - пакете Ansys. Математическая модель лопатки представляет собой двенадцать “склеенных” объемов, каждый из которых представляет собой отдельный монослой. Каждый объем (монослой) лопатки разбит 20-узловыми элементами Solid95 с ориентацией системы координат элементов в соответствии с углом укладки слоя. Конеч-но-элементная модель лопатки состоит из 309 тысяч элементов.

Используется трансверсально-изотропная модель материала. Расчеты выполнены с учетом геометрической нелинейности.

На рис. 5 представлены результаты расчета НДС пера композиционной лопатки.

Результаты расчета удовлетворяют условиям прочности. Учет оболочки из титанового сплава не вызывает технических проблем и будет включен в расчетную модель в последующем при уточнении математической модели лопатки.

Динамические характеристики детали также оценивались МКЭ [4]. Собственные частоты колебаний оказались зависимыми (в значительной степени) от используемой модели материала. В табл. 2 приведены их значения для пяти первых форм колебаний для разных моделей материала.

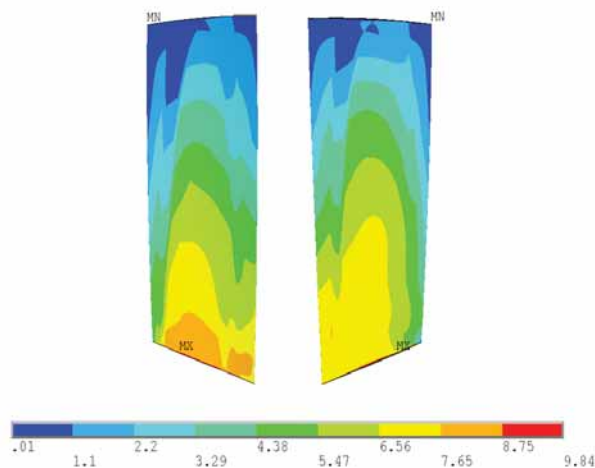


Рис. 5. Эквивалентные напряжения (по Мизесу), кгс/мм²

Таблица 2. Собственные частоты колебаний

Материал	Частота, Гц				
	f ₁	f ₂	f ₃	f ₄	f ₅
Изотропный	139	854	973	1119	2444
Трансверсально-изотропный	102	628	663	771	1725

Последующий экспериментальный анализ показал, что более достоверными являются результаты, полученные при трансверсально-изотропной модели материала - при испытании на усталостную прочность значения собственной частоты колебаний стабильно держалась на уровне 100 Гц. Экспериментальное значение практически совпало с расчетным (f₁^т = 102 Гц).

Библиографический список

1. Каблов, Е.Н. Материалы авиационных двигателей XXI века [Текст] / Е.Н. Каблов // II Международная науч.-техн. конф. Авиадвигатели XXI века: сб. тез. докл.- М., 2005. Т.1. - С.25-29.
2. Тучинский, Л.И. Композиционные материалы, полученные методом пропитки [Текст] / Л.И. Тучинский - М.: Металлургия, 1988. - 206с.
3. Композиционные материалы: справочник/ под общ. ред. В.В. Васильева, Ю.М. Гарнопольского - М.: Машиностроение, 1990. - 510с.
4. Ивах, А.Ф. Усталостные испытания лопаток из композиционных материалов. Инновационные проблемы развития машиностроения в Башкортостане [Текст] / А.Ф. Ивах, А.А. Рыжов, Б.К. Галимханов // Сб.

науч. трудов, АН РБ, отд. техн. наук. -Уфа: Гилем, 2003. - С.60- 65.

5. Ивах, А.Ф. Проектирование рабочих лопаток из композиционного материала [Текст] / А.Ф. Ивах, А.А. Рыжов, Б.К. Галимханов // Проблемы машиноведения, конструкционных материалов и технологий: Сб. науч. трудов, АН РБ, отд. техн. наук - Уфа: Гилем, 2004. - С.7-18.

6. Тимонова, М.А. Защита от коррозии магниевых сплавов [Текст] / М.А. Тимонова - М.: Металлургия, 1977. - 160с.

7. Турченков, В.А. Материаловедческие и технологические особенности использования металлокомпозитов (углеалюминия и боралюминия) в конструкциях авиационно- космической техники: дисс. ... канд. техн. наук/ В.А. Турченков.- М.: ФГУП "ВИАМ" 2003. - 114с.

THE PROJECTING OF GAS TURBINE ENGINE COMPOSITE BLADES

© 2011 A. A. Ryzhov, B. K. Galimkhanov, N. A. Ryzhov, R. K. Latypov, S. R. Irgalin

Joint-stock company "Scientific-and-production enterprise "Motor", Ufa

The constructions have been developed and the manufacturing technologies of gas turbine engine rotor and stator composite metal base blades are worked out. There are suggested the performance versions of rotor blade from B-Mg with titanium enclosure and guide blade from C-Mg coated by enamel. The necessary experimental checks have been performed; it is shown the serviceability of the developed parts.

Composites, structure, fiber, matrix, engine, rotor blade, guide blade, boron, carbon, magnesium.

Информация об авторах

Рыжов Алексей Андреевич, доктор технических наук, профессор, главный консультант ОАО "Научно-производственное предприятие "Мотор", г. Уфа. E-mail: ufamotor@mail.ru. Область научных интересов: проектирование ГТД.

Галимханов Булат Князевич, кандидат технических наук, доцент, ведущий инженер-конструктор ОАО "Научно-производственное предприятие "Мотор", г. Уфа. E-mail: ufamotor@mail.ru. Область научных интересов: прочность элементов конструкции ГТД.

Рыжов Николай Андреевич, начальник бригады конструкции компрессоров ГТД ОАО "Научно-производственное предприятие "Мотор", г. Уфа. E-mail: ufamotor@mail.ru. Область научных интересов: проектирование компрессоров ГТД.

Латыпов Рустам Климович, заместитель начальника бригады прочности ОАО "Научно-производственное предприятие "Мотор", г. Уфа. E-mail: ufamotor@mail.ru. Область научных интересов: прочность элементов конструкции ГТД.

Иргалин Самат Римович, инженер-технолог ОАО "Научно-производственное предприятие "Мотор", г. Уфа. E-mail: ufamotor@mail.ru. Область научных интересов: композиционные материалы на металлической матрице.

Ryzhov Alexey Andreyevich, Doctor of Engineering Science, professor, chief consultant of JSC "Scientific-and-production enterprise "Motor", Ufa. E-mail: ufamotor@mail.ru. Area of research: the projecting of gas turbine engines.

Galimkhanov Boulat Knyazevich, candidate of technical science, leading structural engineer of JSC "Scientific-and-production enterprise "Motor", Ufa. E-mail: ufamotor@mail.ru. Area of research: the strength of GTE structural elements.

Ryzhov Nickolay Andreyevich, the head of GTE compressor construction team of JSC "Scientific-and-production enterprise "Motor", Ufa. E-mail: ufamotor@mail.ru. Area of research: the projecting of GTE compressors.

Latypov Roustam Klimovich, deputy head of strength team, the strength of GTE structural elements of JSC "Scientific-and-production enterprise "Motor", Ufa. E-mail: ufamotor@mail.ru. Area of research: the strength of GTE structural elements.

Irgalin Samat Rimovich, technological engineer of JSC "Scientific-and-production enterprise "Motor", Ufa. E-mail: ufamotor@mail.ru. Area of research: the metal matrix composite materials.

УДК 629.7.036

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ОБЛИК КОМБИНИРОВАННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК НА БАЗЕ ГТУ И ТОТЭ

© 2011 А. А. Лоскутников¹, И. М. Горюнов², Ф. Г. Бакиров²

¹Открытое акционерное общество “Научно-производственное предприятие “Мотор”, г. Уфа

²Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассмотрены возможности повышения эффективности ГТЭ-10/95 в составе КЭУ с твердооксидными топливными элементами (ТОТЭ). Приведены результаты расчетных исследований на номинальном режиме схем и дроссельных характеристик комбинированных энергоустановок (КЭУ) с ТОТЭ.

Газотурбинная установка, топливный элемент, комбинированная энергоустановка.

В целях повышения КПД энергоустановок (ЭУ) разрабатываются и создаются на базе ГТД все более сложные комбинированные ЭУ (КЭУ). В последние годы активно прорабатываются ЭУ с использованием топливных элементов (ТЭ), которые в перспективе могут обеспечить повышение КПД КЭУ до 70-75%. Для достижения максимального коэффициента использования энергии топлив могут применяться различные схемы ЭУ на базе конвертированных авиационных двигателей (АД) и ТЭ. В настоящее время активно разрабатываются все более совершенные и сложные схемы таких КЭУ [7,8].

ТЭ – это устройство, в простейшей схеме которого имеются два электрода с электродными камерами с ионным электролитом между ними. На аноде происходит реакция электроокисления топлива, на катоде – электрохимическое восстановление окислителя. Электроды в ТЭ служат для проведения электрохимических реакций, подвода или отвода электронов. В электролите происходит движение положительно и отрицательно заряженных ионов. Ионный проводник также разделяет окислитель и восстановитель. При работе ТЭ анод и катод замыкаются проводником, по которому электроны двигаются от анода к катоду, совершая работу.

Существует несколько классификаций ТЭ, но наиболее удачной является классификация по типу электролита, учитывающая рабочую температуру ТЭ, ионный характер реакций, а также вид преобразования топлива: щелочные (ЩТЭ), фосфорнокислые (ФКТЭ), протонопроводящие или твердопо-

лимерные (ТПТЭ), с расплавленным карбонатом (РКТЭ) и твердооксидные (ТОТЭ). В ЩТЭ электролитом служит раствор КОН, рабочая температура 90 - 200°C. В ФКТЭ применяется 95 - 98 % фосфорная кислота, рабочая температура 200°C. Ионным проводником в ТПТЭ служит протонообменная мембрана, рабочая температура 80 - 90°C. Электролитом в РКТЭ является расплав карбонатов щелочных металлов. РКТЭ работают при температуре 600 - 700°C [1,7].

В ТОТЭ (SOFC) электрическая проводимость электролитов на основе оксидов циркония и иттрия становится приемлемой при температуре выше 1173К. ТОТЭ наиболее эффективны при совместной работе с газотурбинными установками (ГТУ) за счет рабочей температуры 1173 - 1273К. Основным видом топлива в ТОТЭ служит водород, а окислителем — кислород воздуха. Отличительной способностью ТОТЭ является возможность производить как электроэнергию, так и высокопотенциальную теплоту, которую можно использовать в циклах ГТУ, паротурбинной установки (ПТУ) или (парогазовой установки) ПГУ.

КПД по выработке электроэнергии КЭУ на базе ГТУ и ТЭ может достигать более 70%. В настоящее время диапазон рассматриваемых мощностей таких КЭУ - от 200 кВт до 10 МВт. Крупные корпорации уже проявили интерес к таким КЭУ, продемонстрировав первые КЭУ мощностью 1 МВт (Rolls-Royce Fuel Cell Ltd развивает ТЭ пригодные для КЭУ от 20 кВт до ЭУ мегаваттного класса с КПД порядка 90%) [7].

Рассмотрим основные схемы включения ТЭ при совместной работе с ГТУ [5]:

- КЭУ с замещенной камерой сгорания (КС) ГТУ топливными элементами. Продукты реакции ТЭ поступают в КС ГТУ, затем, срабатываясь на газовой турбине, направляются в регенератор, где повышается температуры воздуха и топлива (природный газ), и далее подаются в котел-утилизатор (КУ), генерирующий пар для ПТУ. КС ГТД используется только в период пуска КЭУ.

- КЭУ на основе ГТУ и ТЭ с внутренней конверсией природного газа, работающая при атмосферном давлении. Природный газ и вода поступают в систему утилизации тепла, где тепловая энергия катодного газа ТЭ используется для выработки пара, смешивающегося с подогретым топливом. Смесь природного газа и пара направляется в реформер, размещенный внутри ТЭ, откуда конвертированный газ поступает на аноды ТЭ. Воздух, сжатый в компрессоре, подогревается сначала в системе утилизации тепла катодным газом ТЭ, а затем в теплообменнике – продуктами сгорания, поступающими из камеры дожигания. Подогретый воздух расширяется в газовой турбине, вращающей компрессор и электрогенератор.

- КЭУ с ТЭ, работающими на продуктах газификации углей (мощностью до 300 МВт и более). В состав КЭУ входит газификатор и ТОТЭ (модули которого работают при двух разных давлениях), ГТУ с регенерацией и промежуточным подводом тепла и ПТУ с промежуточным перегревом пара. Модули ТЭ, работающие при высоком (ВД) и низком (НД) давлениях, замещают соответственно камеры сгорания ГТУ ВД и НД.

С учетом возрастающего интереса к КЭУ на базе ТЭ требуется эффективный, надежный и простой в эксплуатации модуль, способный рассчитывать параметры ТЭ.

В настоящее время наиболее известные математические модели и программные средства моделирования ГТД это: комплексные математические модели ЦИАМ, ГРАД, DVIGwT, GasTurb, GSP, GECAT, Ebsilon Professional, United cycle, ОГРА, АСТРА и др. Некоторые программы, например GasTurb, АСТРА, ОГРА, предназначены для моделирования определенных схем ГТД, другие (ГРАД,

комплексные математические модели ЦИАМ, DVIGwT GSP, Ebsilon Professional и др.) являются универсальными и предоставляют большие функциональные возможности, обеспечивают естественную среду для создания и модификации модели.

В перечисленных программных комплексах отсутствует возможность расчета ТЭ, выполнения системных исследований рабочих процессов ТЭ, а также КЭУ на их основе. В Объединенном институте высоких температур РАН созданы программные продукты инженерного расчета ЭУ открытого цикла на углеводородном топливе. Основным достоинством работы является использование обращения к свойствам среды термодинамической модели рабочего тела, представляющего собой двухфазную многокомпонентную химически реагирующую систему. На основании этого рассчитывается как термодинамика горения в КС, так и реакции через электролит в ТЭ. Данный программный продукт не рассчитывает пароводяную конверсию углеводородного топлива в ТЭ, а также позволяет производить расчет только основной электрохимической реакции, пренебрегая многоступенчатыми превращениями и смешениями, происходящими в ТЭ. Также программа не позволяет производить расчеты сложных схем КЭУ, состоящих не только из ГТУ и ТЭ, но и ряда других энергетических устройств.

Анализ особенностей работы ТЭ и систем математического моделирования выявил необходимость разработки алгоритма расчета ТОТЭ, который позволит достаточно точно и оперативно проводить расчеты различных схем и режимов работы КЭУ с ТОТЭ. Учет основных значимых факторов элементов ЭУ позволит осуществлять учет влияния изменения физических свойств рабочего тела на характеристики элементов КЭУ.

Основные процессы внутри ТОТЭ для наглядности представлены на рис. 1.



Рис. 1. Схема расчета ТОТЭ

Топливоподготовка проходит с использованием пароводяной конверсии (ПВК) углеводородного топлива в среде водяного па-

ра для выделения водорода и монооксида углерода. В анодной полости ТОТЭ на трехфазной границе твердый электролит-электрод-газ происходит окисление топлива кислородом воздуха, ионизированным на трехфазной границе с катодом и прошедшим через твердый электролит в виде двухзаряженного иона. Протекают основные электрохимические реакции окисления водорода и СО, в результате которых выделяются водяной пар и СО₂ [1,7].

Для прохождения ПВК осуществляется подвод теплоты к стенкам камеры, в которой происходит ПВК.

С учетом вышеперечисленных основных процессов внутри ТОТЭ создан алгоритм расчета ТОТЭ (рис. 2), который реализован в системе моделирования DVIgWt, названный модулем "SOFC" согласно международной классификации.

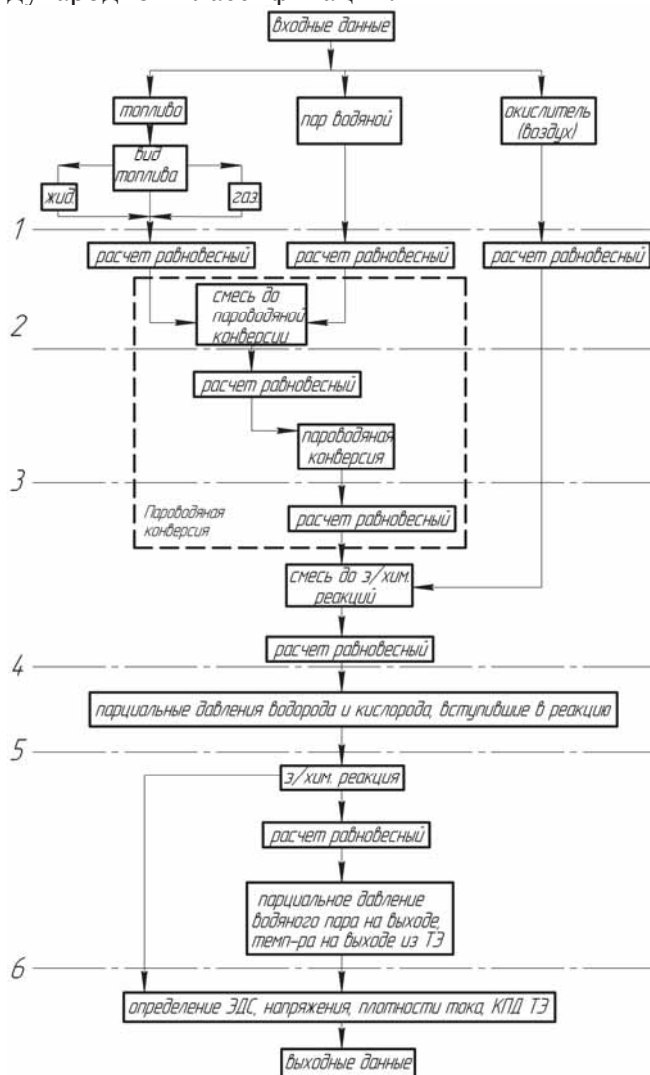


Рис. 2. Алгоритм расчета ТОТЭ

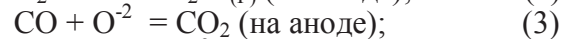
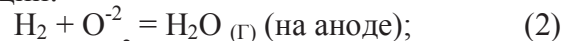
В модуль SOFC входят три информационных потока: топливо, окислитель, водяной пар (см. шаг 1 алгоритма).

На 2-м шаге алгоритма рассчитывается смесь топлива и водяного пара для расчета ПВК топлива. К примеру, реакция ПВК метана происходит следующим образом [1,7]:



На 3-м шаге рассчитываются равновесные параметры реакции ПВК. Необходимая часть полученного в результате ПВК водорода и кислород воздуха смешиваются, но без прохождения основной реакции окисления в ТЭ (шаг 4 алгоритма). Производится расчет парциальных давлений водорода и кислорода для основной реакции на входе в основную камеру ТЭ. На 5 шаге алгоритма рассчитывается реакция окисления водорода кислородом воздуха, определяются температуры продуктов реакции, а также парциальные давления продуктов и исходных веществ. Расчет основных электрохимических параметров ТЭ происходит на 6-м шаге алгоритма.

При использовании продуктов ПВК углеводородов на электродах ТОТЭ протекают следующие основные потенциалобразующие реакции:



Суммарные токообразующие реакции в ТОТЭ:



Математическая модель, базирующаяся на законах сохранения массы, энергии и уравнениях электрохимических реакций, служит главным образом для определения ЭДС ТЭ, так как ЭДС представляет собой отношение полной работы, совершаемой источником тока при перемещении единичного заряда по электрической цепи к величине этого заряда. Энергия химической реакции окисления топлива трансформируется в электрическую и тепловую энергию.

К основным параметрам ТОТЭ относятся:

- ЭДС:

$$E_3 = E_0 + \frac{R \cdot T_p}{n \cdot F} \cdot \ln \left(\frac{p_{\text{H}_2} \cdot \sqrt{\frac{p_{\text{O}_2}}{p_{\text{атм}}}}}{p_{\text{H}_2\text{O}}} \right), \quad (7)$$

где $p_{\text{атм}}$ – стандартное атмосферное давление;
 F – постоянная Фарадея, равная 96500 Кл/ (моль экв);

R – молярная газовая постоянная, равная 8,3144 Дж/(моль · К);

- сопротивление ТЭ в зависимости от расхода водорода на ТЭ и температуры основной электрохимической реакции. Зависимость получена авторами по экспериментальным данным, опубликованным в [1,7], приведена на рис. 3. Значения расхода водорода и сопротивления в точке образмеривания соответствуют расчетному режиму;

- напряжение ЭХГ при максимальной мощности:

$$U_{\max} = \frac{n_1 \cdot E_3}{2}; \quad (8)$$

- удельная работа:

$$a = \frac{n \cdot F \cdot E_3 \cdot M_p}{1000}; \quad (9)$$

- плотность тока:

$$i = \frac{E_3 \cdot R_p}{2}; \quad (10)$$

- плотность мощности ЭХГ:

$$N_q = \frac{E_3^2 \cdot R_p}{4}; \quad (11)$$

- максимальная мощность ЭХГ:

$$N_{\max} = \frac{N_q \cdot S \cdot n_1 \cdot n_2}{1000}; \quad (12)$$

- удельная теплота, выделяемая или поглощаемая ТЭ:

$$q = \frac{n \cdot F \cdot (E_{\text{ch}} - E_3) \cdot M_p}{1000}; \quad (13)$$

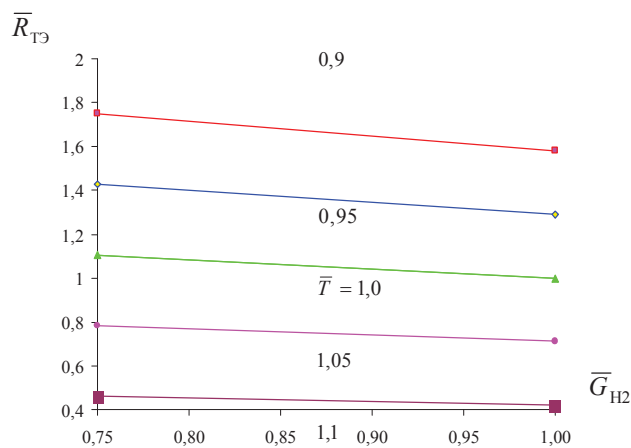


Рис. 3. Зависимость относительного сопротивления от относительного расхода водорода в ТОТЭ и относительной температуры основной электрохимической реакции в ТЭ

- термический КПД:

$$\eta_T = \frac{E_3}{E_{\text{ch}}}; \quad (14)$$

- фарадеевский КПД:

$$\eta_F = \gamma; \quad (15)$$

- эффективный КПД:

$$\eta_e = \frac{E_3 \cdot \eta_F}{2 \cdot E_{\text{ch}}}. \quad (16)$$

Созданный программный модуль SOFC официально зарегистрирован в Российском агентстве по патентам и товарным знакам (РОСПАТЕНТ), свидетельство № 2009613945 от 24.07.2009. Модуль SOFC, встроенный в систему моделирования DVIGwT, позволяет исследовать различные схемы КЭУ на базе ГТД и ТОТЭ.

Для оценки работоспособности и адекватности разработанного алгоритма, программного модуля SOFC в системе DVIGwT выполнены моделирования ячейки ТОТЭ как планарной конструкции, так и трубчатой конструкции в составе электрохимического генератора (ЭХГ) мощностью 1 кВт, описанного в [4].

В системе моделирования DVIGwT с включенным модулем SOFC создана структурная схема модели ТОТЭ, представленная на рис. 4. Номенклатура параметров, передающихся по потокам, а также составы топлива и окислителя соответствуют принятым для программного комплекса DVIGwT [3,4].

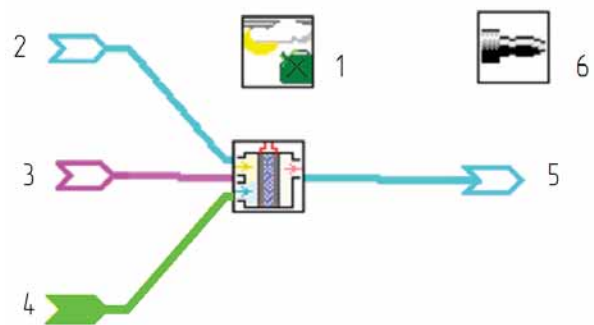


Рис. 4. Структурная схема модели ТОТЭ: 1 – начальные условия; 2 – газовый поток (окислитель); 3 – водяной пар; 4 – топливо; 5 – продукты реакции ТОТЭ; 6 – общие результаты

Сравнение результатов расчета при максимальной мощности ячейки с экспериментальными данными работы [6] приведено в табл. 1.

Таблица 1. Результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных для единичной ячейки ТОТЭ [6]

Параметры	SOFC	Эксперимент	$\delta P, \%$
$E_o, В$	0,870	0,858	1,38
$i, А/м^2$	849,60	843,20	0,75
$I, А$	0,960	0,953	0,73
$U_{max}, В$	0,420	0,429	2,14
$N_q, Вт/м^2$	371,70	361,53	2,74
$N_{max}, Вт$	0,42	0,409	2,62
$T_p, К$	1223,00	1223,00	0

Отличия экспериментальных параметров и параметров, полученных расчетом в модуле SOFC, не превышают 3 % (максимальное отклонение $\approx 2,74\%$ по величине плотности мощности).

Моделирование ЭХГ модуля ТОТЭ для макета ЭУ мощностью 1 кВт произведено по методике проведения экспериментов, представленной в [10]. ЭХГ состоит из последовательно соединенных 16 батарей ТОТЭ P111-Л305.030, каждая батарея, в свою очередь, - из 8 трубчатых ТОТЭ, соединенных параллельно [10].

Результаты выполненных расчетов ЭХГ приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты сравнения полученных расчетных данных с экспериментальными данными по ЭХГ мощностью 1 кВт [10]

Параметры	SOFC	Эксперимент	$\delta P, \%$
$I, А$	71,4	70	2,29
$U_{max}, В$	7,732	8	-3,35
$N_{max}, Вт$	553,6	560	-1,14
$T_p, К$	1223,0	1223,00	0
Количество последовательных соединений ячеек	16	16	-
Количество параллельных соединений ячеек	8	8	-

Максимальное отклонение рассчитанных характеристик параметров ЭХГ не превышает $\approx 3,35 \%$ в сравнении с экспериментальными данными.

Расхождение экспериментальных и рассчитанных величин объясняется отсутствием учета в программном продукте невливания катализатора на процессы в ТОТЭ. Необходимо отметить, что и экспериментальные данные также получены с определенной погрешностью.

В целях практического решения проблемы ресурсосбережения, снижения себестоимости электрической и тепловой энергии, в ОАО "НПП "Мотор" разработана блочно - модульная энергетическая установка ГТЭ-10/95БМ номинальной электрической мощностью 8-10 МВт и тепловой производительностью 17-19 Гкал/час с суммарным коэффициентом использования топлива более 80 % [2]. В состав ГТЭ-10/95БМ входит газотурбинный привод ГТП-10/95, который создан на основе конвертирования авиационного двигателя Р95Ш.

Созданная математическая модель ГТЭ-10/95 подверглась проверке адекватности. Отклонение результатов расчетных параметров ГТЭ-10/95, полученных в программном комплексе DVIGwT, в сравнении с экспериментальными данными ОАО НПП "Мотор" не превышает 1 %, что подтверждает адекватность созданной модели.

Рассмотрим различные расчетные схемы КЭУ с ТОТЭ для повышения эффективности ГТЭ-10/95 [9].

Автономный ЭХГ на базе ТОТЭ

Для сравнительного расчета создана модель автономной ЭУ на базе ЭХГ, состоящего из ТОТЭ (рис. 5) [9]:

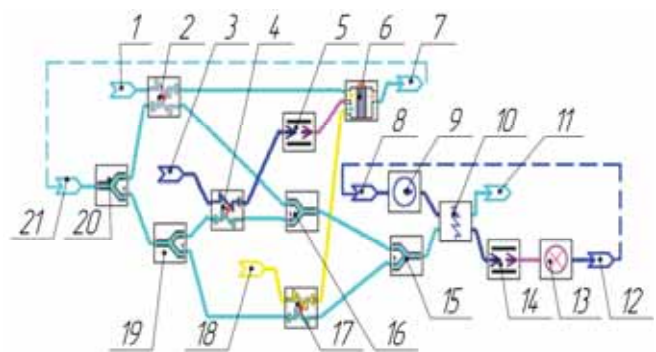


Рис. 5. Структурная схема автономной модели ЭУ на базе ЭХГ:

- 1 – подвод на подогрев воздуха для ТОТЭ; 2 – газозоодушный теплообменник; 3 – подача воды для ТОТЭ; 4 – газовый подогреватель воды; 5,14 – преобразователи потока вода- пар; 6 – ТОТЭ; 7 – продукты реакции ТОТЭ; 8 – вход сетевой воды; 9 – насос котловой воды; 10 – котел-утилизатор (КУ); 11 – выход газов из КУ; 12 – выход сетевой воды; 13 – потребитель тепла; 15, 16 – смесители; 17 – газовый подогреватель топлива; 18 – подача топлива; 19, 20 – отборы газа; 21 – подача продуктов реакции ТОТЭ на подогрев воздуха на входе в ЭХГ

КЭУ на базе ГТЭ-10/95 и ЭХГ из ТОТЭ, работающего на отборе воздуха за КНД

Для ГТЭ-10/95 при номинальной мощности 8 МВт давление воздуха за компрессором низкого давления (КНД) составляет 0,3 МПа. Установим ЭХГ из ТОТЭ, питающийся окислителем, отобранным за КНД (схема № 1) [1,5]. Разработана математическая модель, структурная схема которой приведена на рис. 6.

Допустимый расход отбираемого воздуха за КНД для ЭХГ составляет не более 4 % от расхода на входе в КНД. Температура пароводяной конверсии (ПВК) не менее 925 К [1,7], а для основной реакции в ГТЭ 1197 - 1293 К [1,7]. Результаты расчета параметров КЭУ приведены в табл. 1.

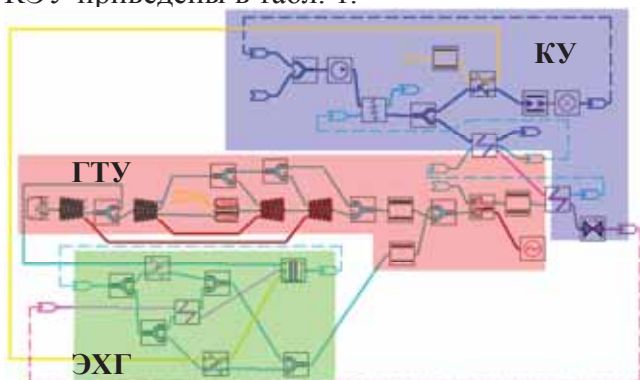


Рис. 6. Структурная схема КЭУ с ЭХГ, работающим на отборе воздуха за КНД (схема № 1)

В ЭХГ состоит из батареи ТОТЭ, газового теплообменника для подогрева входящего воздуха, пароперегревателя для получения необходимых параметров пара, газового подогревателя топлива. Топливо, направляемое в ЭХГ, предварительно подогревается водой, нагретой в КУ. В ЭХГ смешиваются сжатый воздух с топливом, прошедшим предварительную ПВК, пар для которой генерируется из части питательной воды в КУ, состоящей из пароперегревателя, испарителя и экономайзера. В выхлопном тракте ГТУ устанавливается КУ, в котором за счёт тепла выхлопных газов генерируются водяной пар, а также вода для горячего водоснабжения. Генерируемый пар частично расходуется на нужды ЭХГ.

КЭУ на базе ГТЭ-10/95 с замененной КС на ЭХГ на ТОТЭ

Принципиальная схема такой КЭУ [9] приведена на рис. 7 (схема № 2). Топливо

подаётся только в ЭХГ. Температуру продуктов реакции ЭХГ, которая частично понижена за счёт подогрева входящих в ЭХГ воздуха и топлива, необходимо повысить до температуры газов на выходе из камеры сгорания в ГТЭ на расчетном режиме. Суммарные затраты топлива в ЭХГ и камере дожигания позволяют существенно повысить мощность всей КЭУ, структурная схема которой приведена на рис. 7.

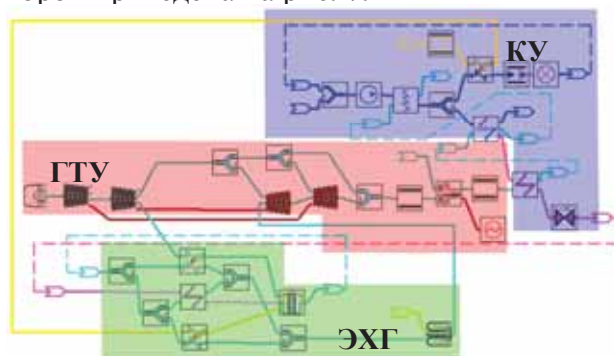


Рис. 7. Структурная схема модели КЭУ с ГТЭ-10/95 с замененной камерой сгорания на ЭХГ на базе ТОТЭ (схема № 2)

Расходы воздуха, топлива и пара, в ЭХГ были смоделированы по расходу воздуха в ГТЭ-10/95 [11]. Поддерживаемые в процессе расчета схемы температурные напоры на холодных концах различных теплообменных аппаратов выбраны по рекомендациям [4].

КЭУ на базе каскада низкого давления ГТЭ-10/95 и ЭХГ

В данной КЭУ [9] (схема № 3) (математическая модель представлена на рис. 8) ЭХГ питается воздухом с давлением 0,3 МПа, а продукты химической реакции сбрасываются в ТНД. Значения температур ПВК и основной реакции в ЭХГ удовлетворяют требованиям [7,11]. Температура уходящих после КУ газов равна 100°C.

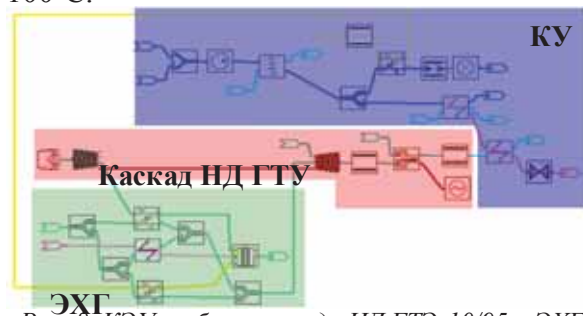


Рис. 8. КЭУ на базе каскада НД ГТЭ-10/95 и ЭХГ на базе ТОТЭ, питающегося воздухом с P=0,3 МПа (схема № 3)

Количество параллельно (13 шт.) и последовательно (11520 шт.) соединенных ячеек ТОТЭ для ЭХГ подобрано по расходу воздуха в ЭХГ [11].

Расчетные исследования схем КЭУ на номинальном режиме

Результаты расчетных исследований описанных выше схем приведены в табл. 3 [9].

Автономная ЭУ с ЭХГ на базе ТОТЭ при электрической мощности в 11906,3 кВт имеет электрический КПД 24,88 %, при этом 7987,8 кВт теплоты передается потребителю. Схема КЭУ на базе ГТЭ-10/95 и ЭХГ, работающего на отборе воздуха за КНД, характеризуется минимальной модернизацией исходной ГТЭ. Вырабатываемая электроэнергия 8543 кВт и электрический КПД 22,75 % достаточно низкие.

Таблица 3. Результаты расчета в системе DVIGwT базовой ГТЭ-10/95, автономного ЭХГ и рассматриваемых схем КЭУ с ЭХГ

Параметр	ГТЭ-10/95	ЭХГ	Сх. №1	Сх. №2	Сх. №3
N_3 , кВт	8000	–	8000	8000	1212,7
$n_{кнд}$, об/мин	9636,25	–	9627,6	9621,64	9680,3
$n_{квд}$, об/мин	10385,7	–	10422,3	10350,7	–
G_v , кг/с	55,27	–	56,20	54,98	55,24
$p_{кнд}^*$, кПа	280,7	–	271,0	280,8	285,8
$T_{кнд}^*$, К	403,35	–	400,15	403,37	405,61
$p_{кс}^*$, кПа	660,3	–	648,9	<u>659,8</u>	–
$T_{кс}^*$, К	1116,45	–	1130,63	<u>1060,62</u>	–
G_t , кг/с	0,718	–	0,722	<u>0,390</u>	–
$\alpha_{кс}$	4,361	–	4,236	<u>2,289</u>	–
$T_{твд}^*$, К	969,20	–	981,69	924,56	–
$G_{тнд}$, кг/с	55,07	–	53,77	56,40	56,97
$T_{тнд}^*$, К	866,2	–	877,7	828,0	561,6
$p_{ст}^*$, кПа	105,3	–	105,3	105,3	105,0
$T_{ст}^*$, К	733,0	–	738,8	702,4	541,6
$N_{ЭХГ}$, кВт	-	11906,3	543,0	12630,4	12791,6
$n_{ЭХГ}$, Вт/м ²	-	820,26	850,06	870,15	427,07
$i_{ЭХГ}$, А/м ²	-	2027,7	2085,34	2088,46	1059,62
$T_{оснр}^*$, К	-	1223,4	1264,8	1293,0	1295,3
$T_{ПВК}^*$, К	-	1073,2	1020,00	1293,1	1295,3
I , А	-	2554,9	858,2	2631,5	2755,0
U , В	-	0,405	0,408	0,417	0,403
$G_{тЭХГ}$, кг/с	-	0,973	0,0417	0,971	1,026
Q , кВт	21433,2	7987,8	21946,8	17522,0	7264,5
$N_{\Sigma КЭУ}$, кВт	8000	11906	8543,0	20630,4	14004,3
η_3 , %**	22,63	24,88	22,75	30,82	27,75

* - параметры даны для камеры дожигания, так как камера сгорания в схеме отсутствует.

** - параметр рассчитан по отношению электрической мощности к теплоте сжигания топлива.

Схема с замененной камерой сгорания на ЭХГ в ГТЭ-10/95 требует значительных переделок, однако экономический эффект от такого вложения компенсируется повышением электрической суммарной мощности КЭУ до 20630,4 кВт (в 2,56 раза больше мощности базовой ГТЭ) и повышением КПД по выработке электроэнергии до 30,82

% (на 8,19 % абсолютных по отношению к базовой ГТЭ). Схема КЭУ на базе каскада НД ГТЭ-10/95 и ЭХГ на базе ТОТЭ, питающегося воздухом с давлением 0,3 МПа, требует также значительных переделок, при этом суммарная электрическая мощность 14004,3 кВт в 1,75 раза больше мощности базовой ГТЭ и электрический КПД достига-

ет 27,75% (больше на 5,12 % абсолютных по отношению к базовой ГТЭ).

Изменение параметров ГТУ при дросселировании КЭУ с ЭХГ влияет на протекание химических реакций ТОГЭ [1,7]: параметры воздуха и водяного пара для ПВК изменяются на переменных режимах работы ГТУ в составе КЭУ. По результатам расчетов построены дроссельные характеристики исходной ГТЭ, автономного ЭХГ и трех схем КЭУ (при условии обеспечения регулирования ЭХГ в составе ГТУ). Для базовой ГТЭ-10/95 и двух исследуемых схем параметры получены в диапазоне приведенных частот вращения ротора КНД ($n_{пр\ КНД}$), соответствующих N_3 от 8 до 2 МВт, для третьей схемы от 1,2 МВт до 0,050 МВт. 4-процентный отбор в схеме №1 ведет также к увеличению на 4% расхода продуктов сгорания в свободной турбине, что требует раскрытия сопловых аппаратов свободной турбины на 4% для обеспечения режима работы ГТЭ как у базовой ГТЭ-10/95. Суммарная электрическая мощность (N_3) базовой ГТУ и схем №1,2,3 КЭУ с падением $n_{пр\ КНД}$ уменьшается (рис. 9) [9].

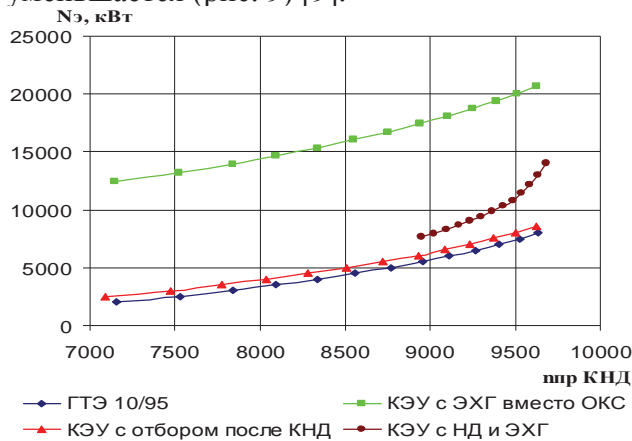


Рис. 9. Зависимость общей электрической мощности ЭУ от $n_{пр\ КНД}$

При $n_{пр\ КНД} = 9627$ об/мин N_3 базовой ГТЭ 8000 кВт, схеме № 1 – N_3 КЭУ увеличена на 6,79%, в схеме № 2 N_3 возросла в 2,58 раза по сравнению с базовой ГТЭ, в схеме №3 достигает 14 МВт. Резкое увеличение N_3 в схеме №2 объясняется более высокими термодинамическими параметрами входных потоков веществ в ЭХГ, что повлекло резкое увеличение как мощности ЭХГ, так и расхода топлива. Следовательно, N_3 в КЭУ, в целом, увеличилась.

С уменьшением $n_{пр\ КНД}$ суммарные расходы топлива для камеры сгорания – в базовой ГТЭ, для камеры сгорания и ЭХГ - в схеме №1, для камеры дожигания - в схеме №2 и расход на ЭХГ в схеме №3, уменьшаются. При $n_{пр\ КНД} = 9627$ об/мин, соответствующем номинальному режиму работы базовой ГТЭ, расход топлива в базовой схеме равен 0,718 кг/с, в схеме №1 составляет 0,763 кг/с, в схеме №2 на 52,8% больше расхода базовой схемы и составляет 1,36 кг/с, в схеме №3 достигает 1,026 кг/с. При снижении $n_{пр\ КНД}$ в схемах № 1,3 и базовой ГТЭ – η_3 уменьшается, а в схеме № 2 – η_3 возрастает и при $n_{пр\ КНД} \approx 7100$ об/мин достигает 35 %, в то время как у базовой ГТЭ – $\eta_3 = 12\%$, а в схеме № 1 – $\eta_3 = 14\%$ (рис. 10). В схеме № 3 при минимальном значении $n_{пр\ КНД} = 8900$ об/мин $\eta_3 = 17\%$. В схеме № 2 N_3 снижается не так интенсивно, как уменьшается суммарный расход топлива на КЭУ при дроссельных режимах [9].

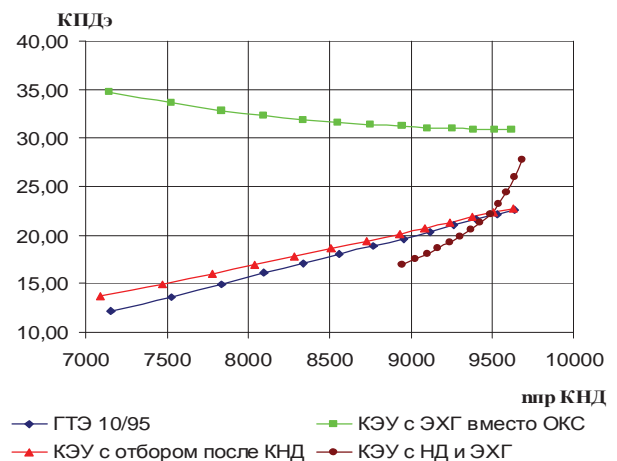


Рис. 10. Зависимость КПД ЭУ от $n_{пр\ КНД}$

Повышение электрического КПД с уменьшением $n_{пр\ КНД}$ есть следствие распределения N_3 между ГТЭ и ЭХГ с учетом того, что ЭХГ работает практически на стационарном режиме. Расход воздуха во входное устройство уменьшается со снижением $n_{пр\ КНД}$ во всех рассматриваемых схемах КЭУ и базовой ГТЭ. Приведенная частота вращения КВД ($n_{пр\ КВД}$) при уменьшении $n_{пр\ КНД}$ снижается как для базовой ГТЭ, так и для трех схем КЭУ. Особенностью для всех трех схем является наличие максимума при $n_{пр\ КНД} = 8300$ об/мин. Для всех рассматриваемых ЭУ переданная потребителю теплота ($Q_{пот}$) снижается с уменьшением $n_{пр\ КНД}$ (рис. 8). При значении $n_{пр\ КНД} = 7100$ об/мин в

схеме № 1 $Q_{\text{пот}} = 11300$ кВт, в базовой ГТЭ 11000 кВт, а в схеме № 1 – 9300 кВт. В схеме № 3 при $n_{\text{пр КНД}} = 8900$ об/мин, $Q_{\text{пот}} = 4000$ кВт [9].

Выводы

Разработанная и реализованная в системе математического моделирования DVIgWT математическая модель ТОТЭ - SOFC, учитывающая внутренние электрохимические процессы в ТОТЭ, с достаточной для инженерных расчетов точностью позволяет определять параметры ТОТЭ на различных режимах работы.

Адекватность описания рабочих процессов и применимость разработанной математической модели SOFC подтверждается согласованностью результатов расчетов ТОТЭ с экспериментальными данными.

Рассмотрены несколько схем повышения эффективности ГТЭ-10/95 при совместной работе с ТОТЭ. Автономная ЭУ с ЭХГ на базе ТОТЭ при электрической мощности в 11906,3 кВт имеет электрический КПД 24,88 %, при этом вырабатывается 7987,8 кВт теплоты.

КЭУ на базе ГТЭ-10/95 и ЭХГ, работающем на отборе воздуха за КНД, характеризуется минимальной модернизацией исходной ГТЭ. Однако вырабатываемая электроэнергия и КПД по выработке сравнительно невысокие ($\eta_3 = 22,75$ % при электрической мощности 8543,0 кВт). КЭУ с замененной камерой сгорания на ЭХГ в ГТЭ-10/95 требует значительных переделок базовой ГТЭ, но при этом достигается повышение электрической суммарной мощности КЭУ до 20630,4 кВт с электрическим КПД 30,82 % на номинальном режиме. КЭУ на базе каскада НД ГТУ и ЭХГ характеризуется значительной доработкой базовой ГТЭ при вырабатываемой номинальной электрической мощности 11906,3 кВт, с электрическим КПД 24,88 %. Анализ дроссельных характеристик показывает, что со снижением приведенной частоты вращения КНД в схемах № 1,3 и базовой ГТЭ - η_3 уменьшается, а в схеме №2 - η_3 возрастает и при $n_{\text{пр КНД}} \approx 7100$ об/мин достигает 35 %. Электрическая мощность в схеме №2 падает при снижении приведенной частоты вращения КНД с 9621 до 7146, при этом мощность КЭУ уменьшается с 20630 до 12436 кВт (на 39,72 % от номинала), в то время как в базовой схеме

при таком же диапазоне изменения приведенной частоты вращения КНД снижается электрическая мощность с 8 до 2 МВт (75% от номинала).

Очевидно, что для создания ЭУ с более высокими КПД по выработке электроэнергии необходимо осуществлять сквозное проектирование КЭУ на базе ГТД и ТЭ, а не приспособливать друг к другу имеющиеся ГТД и батареи ТЭ.

Библиографический список

1. Борисов, В.Н. Введение в термодинамику топливного элемента [Текст] / В.Н. Борисов, И.Г. Лукашенко, М.А. Ахлюстин // Твердооксидные топливные элементы: Сб. науч. – техн. статей. – Снежинск: Изд-во РФЯЦ – ВНИИТФ, 2003. - С. 9 – 15.
2. Газотурбинная энергоустановка ГТЭ-10/953-002. Руководство по эксплуатации и техническому обслуживанию. ГТП 953.00.0.0000РЭ [Текст] - Уфа: ФГУП “НПП”Мотор”, 2004. – 458 с.
3. Горюнов, И.М. Структурно-параметрический синтез и анализ ГТД и ЭУ [Текст] / И.М. Горюнов // Вестн. УГАТУ. – Уфа. УГАТУ, 2008. Т. 11, № 2 (29). – С. 30 – 38.
4. Горюнов, И.М. Термогазодинамические расчеты ГТД и теплоэнергетических установок с использованием системы DVIgWT [Текст] / И.М. Горюнов // Вестн. УГАТУ, 2006. Т 7, № 1 (14). - С. 61–70.
5. Захаренков, Е.А. Исследование и оптимизация схем и параметров гибридных электростанций на основе топливных элементов и газотурбинных установок [Текст]: автореф. дисс. ... канд. техн. наук по специальности 05.14.01 – Энергетические системы и комплексы/ Е.А. Захаренков – М.: МЭИ (ТУ), 2009. – 20 с.
6. Белов, Д.В. Исследование электрических характеристик планарного твердооксидного топливного элемента [Текст] / Д.В. Белов, А.В. Устюгов, В.Ф. Чухарев // Твердооксидные топливные элементы: Сборник научно-технических статей. – Снежинск: Издательство РФЯЦ – ВНИИТФ, 2003. - С. 334 – 339.
7. Коровин, Н.В. Топливные элементы и электрохимические энергоустановки [Текст] / Н.В. Коровин. – М.: Изд-во МЭИ, 2005. – 280 с.
8. Липилин, А.С. Состояние и будущее

индивидуальной энергетики [Текст] / А.С. Липилин // Альтернативная энергетика и экология: междунаро. науч. журнал 2009. №9(77). - С. 139-152.

9. Лоскутников, А.А. Моделирование комбинированных энергоустановок на основе авиационного ГТД и топливных элементов в компьютерной среде [Текст]: автореферат дисс. ... канд. техн. наук. по специальности 05.07.05 – Тепловые. электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов/ А.А. Лоскутников. Уфа: УГАТУ, 2010. – 16 с.

10. Чухарев, В.Ф. Электрохимический модуль твердооксидного топливного элемента для макета энергоустановки мощностью 1 кВт [Текст] / В.Ф. Чухарев, Б.М. Бочков, В.В. Кулаев [и др.] // Твердооксидные топливные элементы: Сб. науч.- техн. статей. – Снежинск: Изд-во РФЯЦ – ВНИИТФ, 2003. - С. 352 – 357.

11. High Efficiency PSOFC / ATS – Gas Turbine Power System. Final report. National Energy Technology Laboratory. Siemens Westinghouse Power Corp, 2001. – 180 p.

THERMODYNAMIC SHAPE OF THE COMBINED POWER INSTALLATIONS, BASED ON GTU AND SOLID OXIDE FUEL CELLS

©2011 А. А. Loskutnikov¹, I. M. Gorjunov², F. G. Bakirov²

¹ Joint-stock company “Scientific-and-production enterprise “Motor”, Ufa

²Ufa State Aviation Technical University

The consideration of solid oxide fuel cell's calculation algorithm to raise the possibilities of program complex DVIGWT. The results of testing SOFC's calculation research were compared with experiment's results. Combined power installations; solid oxide fuel cell; steam-water conversion; structural – parameter synthesis and analyses.

Turbo jet, fuel cell, combined power plant.

Информация об авторах

Лоскутников Александр Александрович - кандидат технических наук, инженер-конструктор первой категории ОАО «Научно-производственное предприятие «Мотор», г. Уфа. E- mail: alex_loskutnikov@mail.ru. Область научных интересов: моделирование комбинированных энергоустановок и топливных элементов.

Горюнов Иван Михайлович - доктор технических наук, профессор кафедры авиационных двигателей Уфимского государственного авиационного технического университета, заведующий НИЛ САПР-Д. E - mail: gorjunov@mail.ru. Область научных интересов: автоматизация проектирования, доводки, изготовления и эксплуатации ГТД и ЭУ.

Бакиров Федор Гайфуллович - доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой авиационной теплотехники и теплоэнергетики Уфимского государственного авиационного технического университета. E - mail: fgbakirov@rambler.ru. Область научных интересов: автоматизация проектирования, доводки, изготовления и эксплуатации ГТД и ЭУ.

Loskutnikov Alexander Alexandrovich - Candidate of Technical Sciences, the design engineer of JSC “Scientific-and-production enterprise “Motor”, Ufa. E - mail: alex_loskutnikov@mail.ru. Area of research: Modeling of the combined power installations on the basis of aviation turbo jet and fuel elements.

Gorjunov Ivan Michailovich - Doctor of Technical Sciences, the professor of chair of aviation engines of Ufa State Aviation Technical University, manager of Research laboratory SAPR-D. E - mail: gorjunov@mail.ru. Area of research: automation of designing, operational development, manufacturing and operation of turbo jet and power installations.

Bakirov Feodor Gaifellovich - Doctor of Technical Sciences, the professor, the manager Chair aviation heating engineers and power system (ATaT) of Ufa State Aviation Technical University. E - mail: fgbakirov@rambler.ru. Area of research: thermal engines and power installations, power savings problems.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК, УПРОЧНЁННЫХ ТЕРМОПЛАСТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

©2011 В. Г. Круцило, Н. Б. Кротинов

Самарский государственный технический университет

Представлена технология восстановления турбинных лопаток, увеличивающая усталостную прочность.

Газотурбинный двигатель, лопатки, термопластическое упрочнение, технология ремонта.

Сырьевой сектор является доминирующим в современной экономике России. Углеводородное топливо в виде газа поставляется на внешний и внутренний рынки при помощи газоперекачивающих станций, в состав которых входят газотурбинные двигатели (ГТД).

Наиболее ответственными деталями ГТД являются лопатки первой ступени, подвергающиеся влиянию следующих факторов:

- высокая температура (600...700°C), снижающая прочность и повышающая износ;
- твёрдые частицы, бомбардирующие поверхность, усиливающие эрозию и создающие концентраторы напряжений;
- колебания системы, приводящие к циклическим нагрузкам и развитию усталостных трещин;
- центробежные силы, усиливающие ползучесть и релаксацию.

Всё это приводит к тому, что лопатки имеют весьма ограниченный ресурс, и именно от них зависит межремонтный цикл и надёжность работы всего газоперекачивающего комплекса (ГТК). В этой связи процессу их создания уделяется особое внимание конструкторов и технологов, стремящихся снизить негативное воздействие вышеперечисленных факторов, повысить прочностные свойства: используются прогрессивные материалы и способы получения заготовок, высокоточное металлорежущее оборудование и различные методы упрочняющей обработки. В конечном итоге лопатки имеют высокую себестоимость изготовления и даже небольшое увеличение их ресурса является весьма актуальным и приносит ощутимую пользу.

Разрушение лопаток, как правило, является усталостным и начинает развиваться с

поверхности как наиболее нагруженной и подверженной агрессивному воздействию внешней среды. Поэтому очень эффективной является поверхностная упрочняющая обработка, повышающая циклическую прочность металла.

Базовой технологией изготовления и ремонта лопаток первой ступени турбины ГТК10-4 предусмотрено ультразвуковое упрочнение свободными шариками (УЗУ) как наиболее производительное, способное обрабатывать поверхность сложной формы и обеспечивать формирование сжимающих остаточных напряжений на высоком уровне (500...600 МПа).

Сжимающие остаточные напряжения благоприятным образом влияют на циклическую прочность неравнопрочных деталей, перераспределяя рабочую нагрузку в сторону сжатия. Однако формируются они благодаря пластическим деформациям, воздействию которых на циклическую прочность при высоких температурах неоднозначно: активизируются диффузионные процессы, ускоряющие ползучесть металла, наблюдается коагуляция упрочняющих фаз, усиливающая рекристаллизационные процессы, релаксируют остаточные напряжения. Чем больше степень пластической деформации, тем быстрее протекают эти процессы [2]. Следует отметить, что практически все методы поверхностного пластического деформирования (ППД), к которым относится и УЗУ, характеризуются относительно высокой степенью относительных пластических деформаций, поэтому в условиях работы лопаток обеспечивают невысокие результаты (предел выносливости после эксплуатации $\sigma_{-1} \leq 240$ МПа).

Теоретически, согласно теореме Генки, для формирования остаточных напряжений на высоком уровне нет необходимости сильно деформировать металл: достаточно относительной деформации $\delta_{ост}=0,6...1,0\%$, чтобы получить остаточные напряжения на уровне $\sigma_{ост}=600...1200$ МПа (для большинства жаропрочных сплавов). Однако достигнуть этого результата традиционными методами ППД пока не представляется возможным.

Альтернативой ППД является метод термопластического упрочнения (ТПУ), предложенный проф. Б.А. Кравченко. Данный способ позволяет формировать остаточные напряжения на уровне $\sigma_{ост} = 500...600$ МПа при относительной деформации $\delta_{ост}=0,3...0,5\%$, что обуславливает высокие показатели релаксационной устойчивости сформированного напряжённно-деформированного состояния в условиях эксплуатации лопаток.

Сущность ТПУ заключается в следующем [1]: деталь прогревается до температуры, не превышающей фазовых и структурных переходов (точка $A_{с3}$), затем подвергается резкому душевому охлаждению. За счет разности температур поверхности и основы возникают термические напряжения, превышающие предел текучести, и поверхность пластически деформируется в расширенном объеме, тогда как внутренний слой еще находится в разогретом состоянии и деформациям не подвержен. Далее, постепенно остывая, сокращается внутренний (основной) слой металла, сжимая при этом и поверхность. За счет различного удельного объема наружных и внутренних слоев формируются сжимающие остаточные напряжения с глубиной залегания $0,25...0,50$ мм.

С целью определения положительного влияния ТПУ были произведены сравнительные исследования циклической прочности лопаток первой ступени турбины ГТК10-4, прошедшие восстановительный ремонт после эксплуатации по нескольким технологическим вариантам:

- 1) исходные лопатки (не прошедшие восстановительный ремонт);
- 2) лопатки, восстановленные по ремонтной технологии ПТП «Самарагазэнергоремонт», включающей устранение забоин пу-

тём их заправки, подварку пластин на торце пера, термообработку (выдержка 5 часов при температуре печи $840...850$ С, охлаждение с печью до температуры 500 С, затем охлаждение на воздухе), полировку и ультразвуковое упрочнение свободными шариками (время обработки $\tau_{обр}=4$ мин, диаметр шариков 1 мм, частота колебаний $f=20$ кГц, амплитуда колебаний $\xi=0,012$ мм, масса шариков $m=0,3$ кг);

3) лопатки, восстановленные по ремонтной технологии, предложенной исследователями СамГТУ, отличающейся от предыдущей только тем, что использовалось не ультразвуковое, а термопластическое упрочнение (температура нагрева $T_{нагр}=750^{\circ}\text{C}$, давление охлаждающей жидкости $P_{охл}=0,5$ МПа).

Усталостные испытания лопаток проводились в лаборатории Самарского научно-инженерного центра АПИДМ в соответствии с "Едиными техническими условиями на усталостные испытания лопаток газотурбинных установок" НД 631.301.0216-03-98 на электромагнитном вибростенде ЭМВС-1. База $N=10^7$ циклов, температура 20°C . Количество исследуемых лопаток – по семь штук на каждый вариант. Модуль упругости материала лопаток $E=204000$ МПа. В результате получено следующее (рис.1):

- предел выносливости исходных лопаток составил 140 МПа;
- предел выносливости лопаток, восстановленных по технологии ПТП «Самарагазэнергоремонт» с использованием УЗУ, составил 220 МПа;
- предел выносливости лопаток, восстановленных по технологии с использованием ТПУ, составил 280 МПа.

Разрушение лопаток происходило по выходной кромке (в основном по забоинам) на расстоянии $47...94$ мм от основания хвостовика и входной кромке (по забоинам) на расстоянии $75...80$ мм.

Таким образом, прирост предела выносливости лопаток, восстановленных с использованием УЗУ, по сравнению с невосстановленными составил 57% , а восстановленных с использованием ТПУ – 100% .

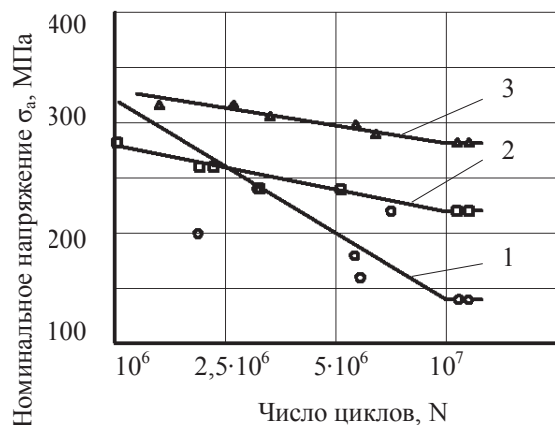


Рис.1. Результаты испытаний лопаток первой ступени (материал ЭИ893) на многоцикловую усталость: 1 – исходные (не восстановленные) лопатки; 2 – лопатки, восстановленные при помощи УЗУ; 3 – лопатки, восстановленные при помощи ТПУ

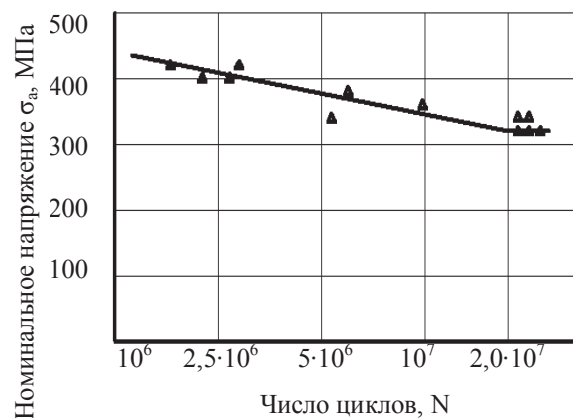


Рис.2. Результаты испытаний на многоцикловую усталость лопаток первой ступени (материал ЭИ893): 12349 ч.н.+ТПУ+12186 ч.н.

Если же сравнивать технологии восстановления между собой, то прирост предела выносливости лопаток, упрочнённых ТПУ, по сравнению с лопатками, упрочнёнными УЗУ, составил 43 %, что говорит о несомненном преимуществе первого.

Согласно результатам исследований руководством ПТП «Самарагазэнергоремонт» было принято решение о замене ультразвукового упрочнения лопаток термопластическим и продолжении испытания лопаток, упрочнённых ТПУ, в реальных условиях эксплуатации.

На турбину высокого давления газоперекачивающего агрегата установили полный комплект лопаток (90 шт.), восстановленных по технологии СамГТУ. Затем через определённый период наработки турбина останавливалась, лопатки диагностировались на наличие дефектов, при необходимости восстанавливались и возвращались в двигатель. Часть лопаток (по 12 штук) направлялась в лабораторию на исследования.

Результаты исследований усталостной прочности представлены на рис. 2 и 3.

Исходя из этих данных, предел выносливости лопаток, упрочнённых ТПУ и прошедших эксплуатационный цикл 12186 часов наработки, не только не снизился, но даже возрос по сравнению с первоначальным (280 МПа и 320 МПа). Объяснить это явление можно следующим образом.

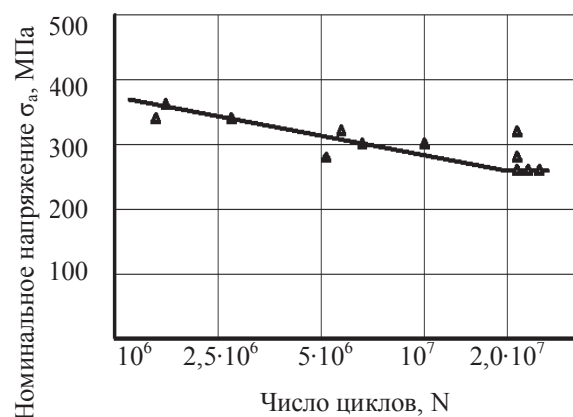


Рис.3. Результаты испытаний на многоцикловую усталость лопаток первой ступени (материал ЭИ893): 12349 ч.н.+ТПУ+12186 ч.н.+ТПУ+6622 ч.н.

Напряжённое поле, сформированное упрочняющей обработкой, создает барьер движению дислокаций к поверхности. Накапливаясь в подповерхностном слое, дислокации блокируют друг друга, препятствуя выходу на поверхность дислокационных нарушений, которые, как правило, являются очагами начальных трещин. Этот механизм поверхностной блокировки содействует повышению циклической прочности даже после того, когда остаточные напряжения релаксируют. Судя по всему, в данном случае имел место именно этот эффект, называемый «эффектом тренировки».

После дальнейшей эксплуатации в 6622 часов часть лопаток снова подверглась испытаниям, в результате которых выяснилось, что предел выносливости лопаток снизился до 260 МПа (рис. 3).

Согласно статистике результатов инспекционных испытаний на усталостную

прочность, начиная с 2001 г., предел выносливости новых лопаток ТВД агрегата ГТК-10-4 со штатным упрочнением, используемым заводом турбинных лопаток, находится в диапазоне 260...340 МПа. Минимально допустимое значение согласно ТУ составляет $\sigma_{-1}=240$ МПа.

Возвращаясь к нашим результатам, можно сделать вывод о том, что при суммарной наработке лопаток, упрочнённых ТПУ, в 31157 часов усталостная прочность не только не снизилась до предельно допустимого значения, но и находится на уровне новых лопаток со штатным упрочнением.

Таким образом, термопластическое упрочнение доказало своё преимущество в реальных условиях эксплуатации и может быть

рекомендовано как при восстановлении, так и при производстве новых лопаток.

Библиографический список

1. Пат. 2170272 РФ. Установка для термопластического упрочнения лопаток [Текст] / Б.А. Кравченко, Н.И. Росеев, В.Г. Круцило [и др.] 10.07.2001.

2. Кравченко, Б.А. Термопластическое упрочнение – резерв повышения прочности и надежности деталей машин [Текст]: монография / Б.А. Кравченко, В.Г. Круцило, Г.Н. Гутман. – Самара: Самарский ГТУ, 2000. – 216 с.

OPERATIONAL TESTING OF THERMOPLASTIC REINFORCED BLADES

©2011 V. G. Krutsilo, N. B. Krotinov

Samara State Technical University

This paper with the technology, what make possible to restore operability of turbine engines blades and increase it fatigue resistance is concerned.

Gas turbine engine blades, thermoplastic hardening, performance testing, repair technology.

Информация об авторах

Круцило Виталий Григорьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры инструментальных систем и сервиса автомобилей Самарского государственного технического университета. E-mail: isap@samgtu.ru. Область научных интересов: технология машиностроения.

Кротинов Николай Борисович, кандидат технических наук, доцент кафедры инструментальных систем и сервиса автомобилей Самарского государственного технического университета. E-mail: ruslogos@gmail.com. Область научных интересов: технология упрочнения деталей газотурбинных двигателей.

Krutsilo Vitaliy Grigorievich, candidate of technical sciences, assistant professor of instrumentation systems and service vehicles department, Samara State Technical University. E-mail: isap@samgtu.ru. Area of research: engineering technology.

Krotinov Nikolay Borisovich, candidate of technical sciences, assistant professor of instrumentation systems and service vehicles department, Samara State Technical University. E-mail: ruslogos@gmail.com. Area of research: turbine engine components hardening technology.

ИЗМЕНЕНИЕ ОБЪЁМА СГОРАНИЯ И КОНЦЕНТРАЦИЯ ОКСИДОВ АЗОТА В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2011 П. В. Коломиец

Тольяттинский государственный университет

Для сходимости расчётной модели образования и разложения оксидов азота в отработавших газах с экспериментальными данными следует принимать во внимание изменение объёма сгорания, поскольку это изменение является параметром, который определяет время протекания процесса сгорания.

Поршневой двигатель, внутрицилиндровый объём, сгорание, оксиды азота.

Введение

Для уменьшения воздействия на человека и окружающую среду вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу с отработавшими газами (ОГ) ДВС, необходимо постоянное совершенствование его конструкции. Современные исследования в этой области направлены на поиски способов эффективной работы ДВС на обеднённых и бедных топливно-воздушных смесях (ТВС), благодаря чему достигается снижение токсичности ОГ и повышается топливная экономичность двигателя. Однако при этом встречается ряд трудностей, в числе которых невозможность количественного прогнозирования выбросов вредных веществ, в частности оксидов азота (NO_x) на определенном режиме работы ДВС.

Общепринятой теорией образования NO_x считается «термическая» теория, предложенная Я.Б. Зельдовичем [1]. Известно, что причинами образования NO_x в поршневых ДВС являются высокая температура процесса сгорания, наличие свободного кислорода и время продолжительности протекания процесса сгорания. При сгорании углеводородно-воздушных смесей NO_x , в основном образуются по «термическому» механизму, однако имеет место наличие так называемых «быстрых» NO_x , образующихся во фронте пламени за меньший промежуток времени, чем «термические» [2].

Одним из направлений уменьшения токсичных веществ в ОГ бензиновых ДВС является применение альтернативных топлив [3]. Анализ исследований [3,4] показал, что эффективным методом воздействия на выбросы NO_x является организация рабочего процесса на бедных ТВС. Это возможно достичь или расслоением ТВС, или путём изме-

нения физико-химических свойств ТВС за счёт использования водородного топлива в качестве добавки к основному. К настоящему времени известны отдельные исследования в этом направлении.

Расчётные модели определения выброса вредных веществ для ДВС, работающих на альтернативных топливах, неадекватно описывают концентрацию NO_x в ОГ. По экспериментальным данным [5], при использовании в качестве топлива синтез-газа выброс NO_x в ОГ возрос примерно в три раза по сравнению с использованием бензовоздушной смеси, а его расчёт по многозонной модели ISIS показал превышение над измеренным в шесть раз (рис. 1). Причем пик сместился в область бедной смеси $\alpha = 1,4$. Методика расчета образования NO_x В.А. Звонова [6] вообще не включает в себя расчёты для водорода.

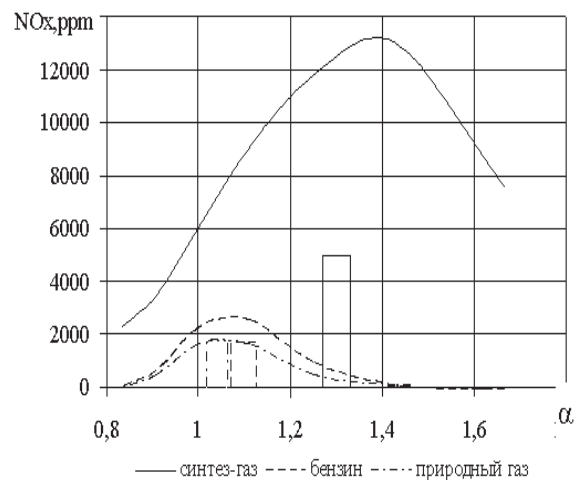


Рис. 1. Расчётная и экспериментальная оценки выделения NO_x в ОГ при работе ДВС на различных видах топлива. Линии – расчётные данные, столбцы – эксперимент

Экспериментальные исследования при работе ДВС на водородовоздушных смесях и с добавками водорода в бензовоздушную смесь [7,8,9] показали, что добавка газообразного водорода значительно расширяет пределы устойчивого горения, увеличивает скорость распространения пламени в основной и заключительной фазах сгорания, уменьшает задержку воспламенения. Однако в исследованиях нет как единого понимания, так и раскрытия механизма влияния физико-химических свойств ТВС на процесс сгорания и выделения NO_x двигателем. Так, по данным [7] наибольший выброс NO_x наблюдается при $\alpha \approx 1,2$, а другие работы [10] указывают на состав смеси $\alpha \approx 1,5$. Между тем в работах говорится о принципиальной возможности влияния объёма завершения сгорания на выделения NO_x .

Основным процессом в ДВС, влияющим на энергетические и экологические показатели, является процесс сгорания. В современных поршневых бензиновых ДВС сгорание протекает в течение нескольких миллисекунд при существенно меняющихся скоростях и турбулентности рабочего тела, варьировании температуры и давления. В течение процесса сгорания из-за перемещения поршня объём внутрицилиндрового пространства существенно меняется. Поэтому сгорание фактически протекает в суммарном объёме, включающем в себя постоянный (заданный конструктивно) объём камеры сгорания (КС) и переменный объём цилиндра, зависящий от текущего положения поршня. Т.к. величина объёма внутрицилиндрового пространства при сгорании термодинамически связана с температурой и давлением рабочего тела, то своевременной является задача оценки влияния объёма завершения процесса сгорания, объёма расширения и их изменений на выделения NO_x при воздействии на физико-химические свойства ТВС добавкой водорода, что актуально в свете необходимости снижения токсичности воздействием на рабочий процесс.

Целью исследования является определение влияния объёма, при котором завершается процесс сгорания, на концентрацию NO_x в ОГ поршневых бензиновых двигателей при добавке водорода в ТВС.

Методика проведения исследований

При выполнении работы применялся экспериментальный метод, включающий регистрацию времени перемещения фронта пламени ионизационным методом и токсичность ОГ.

Углубленное изучение процесса сгорания удобнее проводить на специальных установках, где рабочий процесс воспроизводится в виде одиночных циклов.

Для изучения взаимосвязи объёма завершения процесса сгорания и объёма последующего расширения с токсичностью ОГ по NO_x использовалась модельная исследовательская установка для измерения октановых чисел топлив (рис. 2).

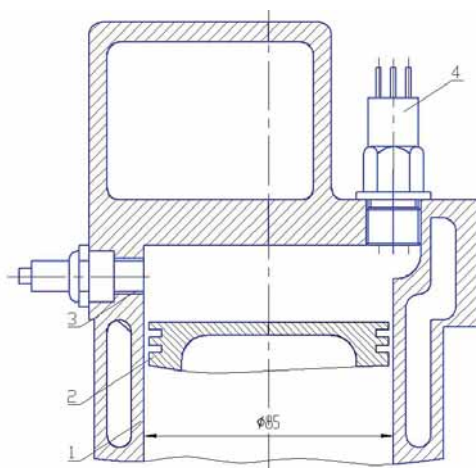


Рис. 2. Расположение ИД в КС УИТ-85:

1 – цилиндр; 2 – поршень;
3 – свеча зажигания; 4 – ИД

УИТ-85 - одноцилиндровая четырехтактная карбюраторная установка с изменяемой степенью сжатия, диаметр цилиндра $D = 85$ мм, отношение $S/D = 1,35$ с приводом от электромотора. Обороты поддерживаются постоянными: 600 и 900 мин^{-1} . Особенности конструкции позволяют снизить неоднородность состава ТВС от цикла к циклу. Постоянная частота вращения коленчатого вала способствует уменьшению межцикловой нестабильности работы установки, позволяет достаточно точно контролировать режимные параметры работы ДВС (частота вращения коленчатого вала, состав ТВС, угол опережения зажигания УОЗ) и варьировать ими независимо друг от друга, что позволяет определить влияние на процесс сгорания и токсичность ОГ отдельных параметров. В КС модельной установки имеется штатное место

под магнитострикционный датчик для измерения детонации, что даёт возможность замены этого датчика ионизационным датчиком (ИД) без изменений в конструкции установки. На рис. 2 показано место установки ИД. ИД находится на максимальном удалении от свечи зажигания. Такая конструктивная схема головки блока цилиндра позволяет получить более полную картину протекания процесса сгорания и факторов, влияющих на исследуемый процесс.

Для регистрации времени перемещения фронта пламени был спроектирован и изготовлен пятиэлектродный ИД (рис. 3).

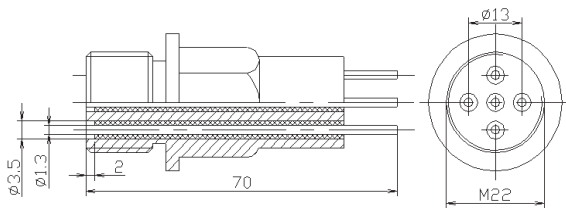


Рис. 3. Ионизационный датчик

Фронт пламени, омывая электроды и корпус ИД, замыкает электрическую цепь, в которой возникает импульс напряжения ионного тока, обусловленный электропроводностью пламени. Продолжительность сигнала определяется временем замыкания цепи, т.е. временем от первого касания центрального электрода и корпуса датчика

фронтом пламени до погасания при соприкосновении с внутренней полостью ИД.

Схема экспериментального комплекса и электрической схемы подключения показана на рис.4. Электрическая схема подключения ИД и измерения напряжения ионного тока включала в себя: ИД, элементы питания, аналого-цифровой преобразователь (АЦП), ПЭВМ на базе процессора Intel Pentium II, экранированные соединительные кабели. Разность потенциалов (напряжение) создаётся источником питания. Ионный ток при замыкании пламенем электрода и корпуса ИД течёт по замкнутому контуру «УИТ-85 – ИД - Блок питания – АЦП - Общий провод - УИТ-85 - земля». Замеряется напряжение между электродами ИД последовательно включенным в цепь источником питания и заземленным общим проводом установки УИТ-85. На параллельный канал аналогового ввода АЦП подаётся сигнал с катушки зажигания 8 и электромагнитного датчика 9, установленного на проводе высокого напряжения свечи зажигания. В момент искрового разряда на ИД 7 возникает импульс напряжения ионного тока, который фиксируется АЦП и используется для синхронизации осциллограмм. Т.е. начало сгорания соответствует моменту подачи искры на свечу зажигания, который фиксируется ИД 7 и записывается в память АЦП.

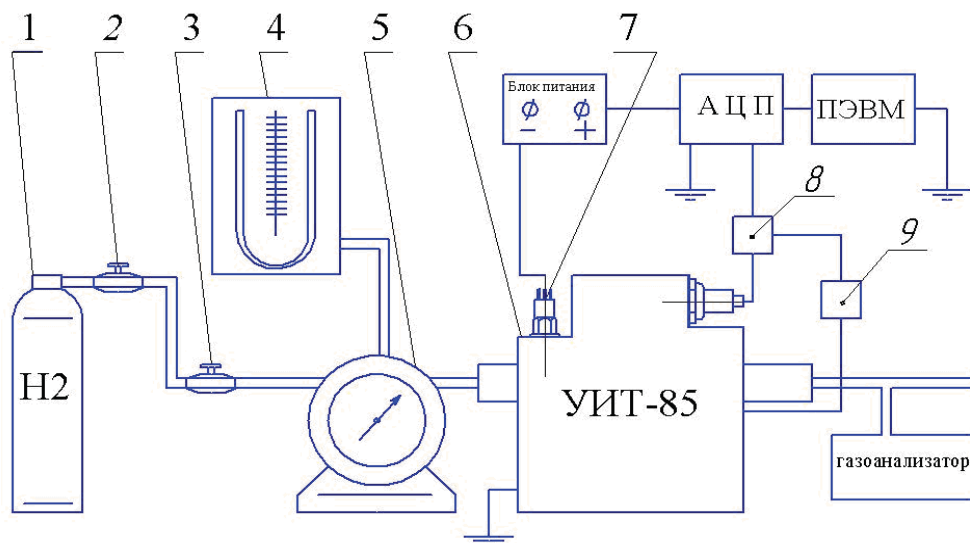


Рис. 4. Схема экспериментального комплекса и электрической схемы подключения: 1 - баллон; 2 – газовый редуктор первой ступени; 3 – газовый редуктор второй ступени; 4 - манометр; 5 – газовый счетчик барабанный ГСБ - 400; 6 – установка УИТ - 85; 7 – ИД; 8-катушка зажигания; 9 – электромагнитный датчик

Запись показаний с ИД осуществлялась через АЦП Е-440 фирмы «L-Card» (Россия). Для определения выделений NO_x в ОГ применялся микропроцессорный газоанализатор «АВТОТЕСТ-02 CO-CO₂-CH-O₂-NO_x-λ-T» фирмы «МЕТА» (Россия).

Методика проведения экспериментов заключалась в одновременной записи осциллограмм напряжения ионного тока и измерении выделений NO_x в ОГ после вывода установки на соответствующий режим работы.

Испытания проводились при степени сжатия $\varepsilon = 7$, частоте вращения коленчатого вала $n = 600, 900 \text{ мин}^{-1}$, составах ТВС от $\alpha = 1,0$ до предела бедного срыва. УОЗ был подобран и поддерживался постоянным для $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ $\theta_3 = 13^\circ$ пкв, для $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ $\theta_3 = 13^\circ, 19^\circ$ и 22° пкв.

Изменение физико-химических свойств ТВС осуществлялось добавками водорода в ТВС в малых количествах, от 1% до 6% массы от общего расхода бензина. Необходимо отметить, что увеличение доли добавляемого водорода более 6-7 % массы от общего расхода бензина снижает его эффективное влияние на процесс сгорания. При этом происходит элементарное замещение одного вида топлива другим.

Для подтверждения достоверности полученных результатов проведена оценка погрешностей измерений в соответствии с ГОСТ 8.207-76. Определены следующие значения относительных погрешностей: для выделений NO_x , $\delta_{\text{NO}_x} = \pm 5 \%$, для времени начала сигнала t , $\delta t = \pm 3.71 \%$, для времени продолжительности сигнала τ , $\delta \tau = \pm 3.11 \%$, для расхода водорода H_2 , $\delta \text{H}_2 = \pm 3.2 \%$, коэффициента избытка воздуха α , $\delta \alpha = \pm 2.3 \%$.

Результаты исследований

Характерный вид сигнала (импульса) напряжения ионного тока представлен на рис. 5. Осциллограммы импульсов, записанных в 40 отдельных циклах на одном режиме, усреднялись и оценивались по их суммарной продолжительности Σt (мс). Этот параметр включает в себя время от момента зажигания до начала появления сигнала на электродах ИД t (мс) и время продолжительности существования сигнала τ (мс).

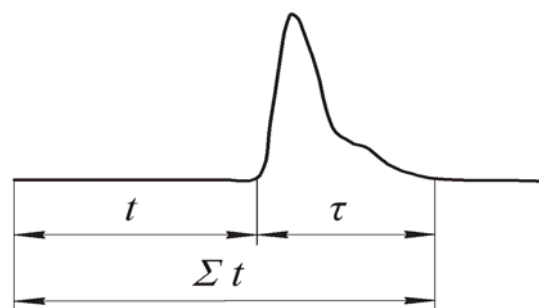


Рис. 5. Параметры оценки осреднённого сигнала

По результатам измерений отрезка времени Σt от искрового разряда до окончания импульса напряжения ионного тока и с помощью построения кривой изменения объёма цилиндра определён объём завершения сгорания.

На рис. 6 представлено изменение суммарной продолжительности процесса сгорания Σt в зависимости от состава ТВС, частоты вращения коленчатого вала и доли добавляемого водорода. Промежуток времени Σt включает развитие начального очага пламени и распространение фронта турбулентного пламени по объёму КС. Частота вращения коленчатого вала оказывает значительное влияние на суммарную продолжительность процесса сгорания Σt . При увеличении частоты вращения коленчатого вала, Σt уменьшается. Добавка газообразного водорода в количестве 5 % по массе ($\text{H}_2 = 0.05$) дополнительно сокращает время Σt в среднем на 23 %, при $\alpha > 1,3$ данное сокращение достигает 35 % по сравнению с аналогичными показателями при работе установки без добавки водорода в ТВС.

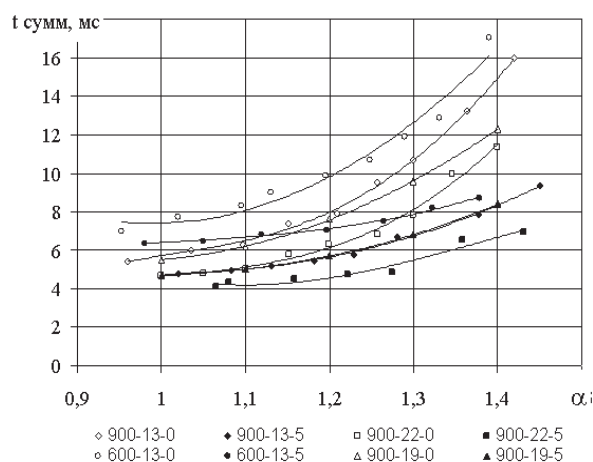
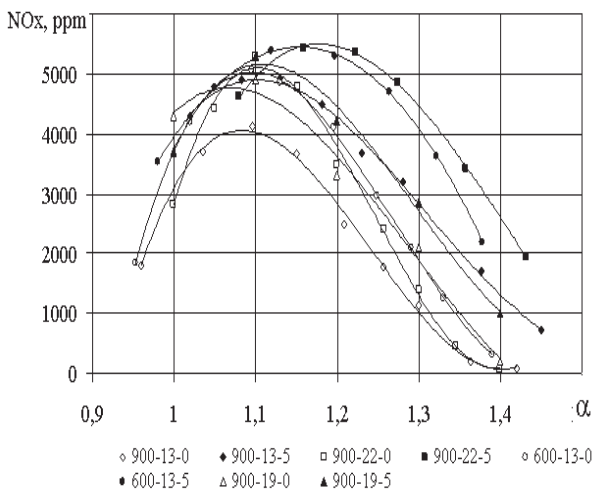


Рис. 6. Зависимость суммарной продолжительности сгорания t от состава ТВС и доли добавляемого водорода

На рис. 6 и в дальнейшем приняты следующие сокращения: XXX-XX-X – 1-я группа цифр обозначает частоту вращения коленчатого вала модельной установки, 2-я группа обозначает УОЗ, 3-я группа обозначает процентное содержание добавляемого газообразного водорода в ТВС.

Одновременно оценено влияние варьируемых факторов на выделения NO_x в ОГ как при работе установки с добавкой водорода, так и без добавки (рис. 7). Выявлены определяющее влияние состава ТВС и добавок водорода. С увеличением доли добавляемого в бензовоздушную смесь водорода



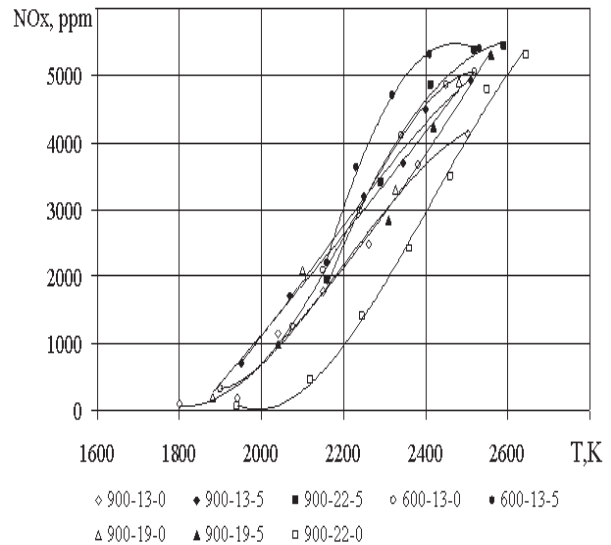
получено смещение максимальных выделений NO_x в область более бедной смеси. NO_x^{max} бензовоздушной смеси соответствует $\alpha = 1,097$ ($n = 600, 900 \text{ мин}^{-1}$, УОЗ = 13°пкв), NO_x^{max} для $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ и УОЗ = 22°пкв - $\alpha = 1,12$. При добавке $\text{H}_2 = 0,05$ массовой доли водорода NO_x^{max} соответствует $\alpha = 1,2$ для всех исследуемых режимов. При увеличении доли водорода в бензовоздушной смеси, в области бедных ТВС происходит возрастание выделений NO_x в ОГ примерно на 20 %. Увеличение выделений NO_x при добавке водорода при одинаковых составах ТВС объясняется возрастанием средней скорости распространения фронта пламени, что приводит к увеличению температуры сгорания и, как будет показано далее, к уменьшению объема, при котором завершается процесс сгорания.

Обсуждение результатов

Для исследования зависимости температуры процесса сгорания от состава ТВС как с добавкой, так и без добавки газообразного водорода с целью последующего опре-

деления влияния температуры на выделения NO_x использовалась расчётная методика И.И. Вибе [11]. Расчёт действительного рабочего цикла осуществлялся по углу поворота коленчатого вала с учётом УОЗ и показателя характера сгорания. Данный метод позволяет определить с наибольшей точностью изменение температуры рабочего тела в процессе сгорания.

Оценено влияние температур на выделения NO_x в ОГ при различных составах ТВС и добавках водорода (рис. 8). Видно, что увеличение средней температуры процесса сгорания на 6 % приводит к росту выбросов NO_x на 23 % ($\alpha = 1,1$). На составах ТВС $\alpha = 1,25$ при сохранении частоты вращения коленчатого вала и регулировочных параметров средние расчётные температуры



процесса сгорания различаются на 20 %, а выделения NO_x на 28 % в сторону увеличения.

Определено влияние на изменения объема завершения сгорания физико-химических свойств ТВС при различных составах ТВС и введении добавки водорода. Показано уменьшение объема завершения сгорания при работе установки с добавками водорода в ТВС в изученном диапазоне (рис. 9).

Экспериментально полученные данные выделения NO_x в ОГ и значения объема завершения сгорания позволили определить их взаимосвязь (рис. 10). В известных работах показано, что с увеличением доли добавляемого водорода в бензовоздушную смесь, расширяются пределы стабильного воспламенения и сгорания.

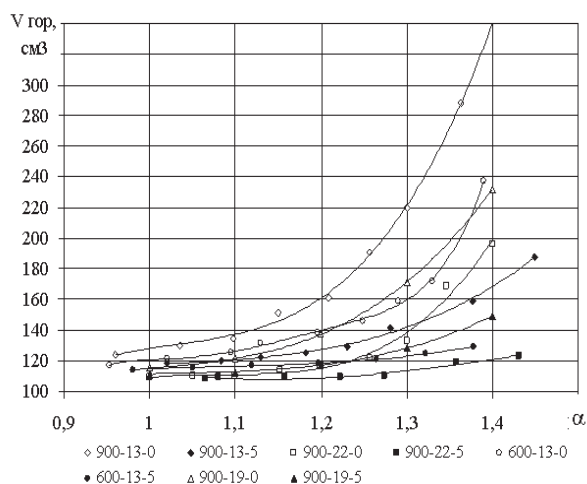


Рис. 9. Изменение объема КС, соответствующее завершению процесса сгорания в зависимости от состава ТВС и доли добавляемого водорода

Добавка водорода в ТВС расширяя пределы стабильного воспламенения и сгорания, позволяет осуществлять работу ДВС на обед-

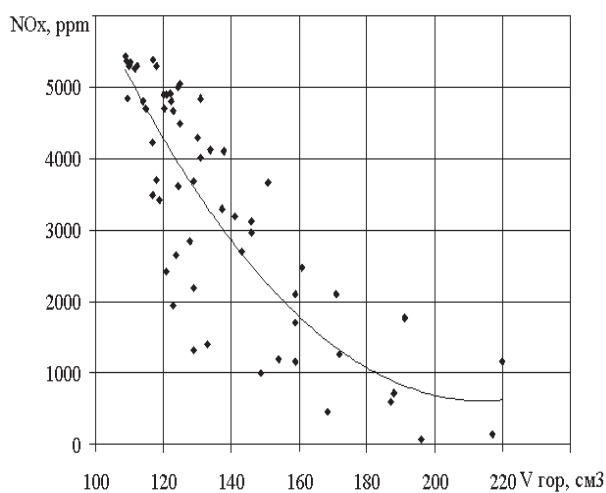


Рис. 10. Зависимость выделений NO_x в ОГ от объема завершения сгорания во всем изученном диапазоне составов ТВС, скоростных и регулировочных параметров при различных добавках газообразного водорода

нённых и бедных ТВС без потери интенсивности сгорания, но уже с меньшими температурами процесса протекания химических реакций и последующего расширения продуктов сгорания. Другими словами, при достаточно высоких скоростях протекания химических реакций сгорание осуществляется в меньшем объеме и с меньшими температурами, но уже в области обеднённых ТВС, а снижение средней температуры процесса сгорания приводит к уменьшению выделений NO_x в ОГ.

В одной из последних работ [12] показано, что для сходимости расчётных моделей с экспериментальными данными следует учитывать изменение объема завершения сгорания, т.к. это изменение является параметром, определяющим располагаемое время процесса сгорания. Показано, что с увеличением доли водорода в смеси процесс сгорания заканчивается в меньшем объеме, по сравнению с работой установки на бензо-воздушной смеси. Выделения NO_x в ОГ снижаются за счёт уменьшения объема расширения. Сокращается время пребывания азота и количества кислорода в зоне высоких температур. Увеличение объема завершения сгорания приводит к снижению выделений NO_x в ОГ.

На рис. 11 представлен график, отражающий изменение объема процесса расширения и выделений NO_x в ОГ. Уменьшение объема расширения продуктов сгорания приводит к снижению рассматриваемого токсичного компонента ОГ из-за ограниченности времени на его образование и разложение. Следует отметить то, что меньшие значения выделений соответствуют работе установки на обеднённых и бедных составах ТВС. Стабильное воспламенение и сгорание

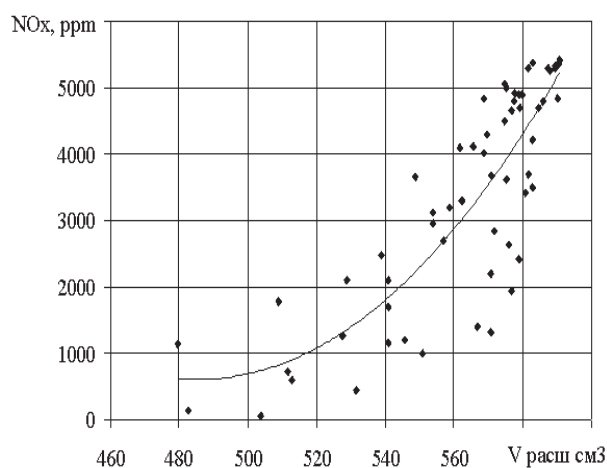


Рис. 11. Экспериментальная оценка зависимости выделений NO_x в ОГ и объемов расширения продуктов сгорания во всем изученном диапазоне составов ТВС, скоростных и регулировочных параметров при различных добавках газообразного водорода

бедных ТВС обеспечивается вводом в смесь газообразного водорода. С обогащением ТВС и введением в смесь водорода времени, отводимого на процесс расширения, в ходе которого происходит образование и разложение NO_x , становится больше.

Заключение

Выделения NO_x в ОГ определяются максимальной температурой рабочего цикла, наличием свободного кислорода и временем нахождения азота и кислорода в зоне высоких температур. При создании расчётных моделей образования NO_x и прогнозировании их выделения кроме указанных факторов также должно учитываться влияние объёма завершения процесса сгорания и объёма последующего расширения рабочего тела, т.к. эти объёмы влияют на выделения NO_x поршневыми двигателями.

Работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 г.г. (ГК № П 1557).

Библиографический список

1. Зельдович, Я.Б. Окисление азота при горении [Текст] / Я.Б. Зельдович, П.Я. Садовников, Д.А. Франк-Каменецкий. - АН СССР, 1947.-144 с.
2. Fenimore, C.P. Studies of Fuel-Nitrogen in Rich Flame Gases [Text]/ 17 Th Symposium of Combustion – Pittsburg, 1979. – P.166.
3. Кавтарадзе, З.Р. Перспективы применения поршневых двигателей на альтернативных моторных топливах [Текст] / З.Р. Кавтарадзе, Р.З Кавтарадзе // Транспорт на альтернативном топливе. - 2010. - N 1(13). - С.74-80.
4. Кульчицкий, А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей [Текст]: учеб. Пособие / А.Р. Кульчицкий - М: ООО "Академический проект", 2004. – 400 с.
5. Mustafi, N.N. Spark-ignition engine performers with «Powergas» fuel (mixture of CO/H_2): A comparison with gasoline and natural gas. / N.N. Mustafi, Y.C. Miraglia, Full 85, 2006. - 1605-1612.
6. Звонов, В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В.А. Звонов - М.: Машиностроение, 1981. - 158с.
7. Мищенко, А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей [Текст] / А.И.Мищенко. - Киев, Наукова думка, 1984.-167с.
8. Коломиец, П.В. Влияние скорости распространения пламени на выделение оксида азота при добавке водорода в бензиновые двигатели [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 : защищена 26.06.07 : утв. 14.12.07 / П.В. Коломиец - Тольятти, 2007.- 125 с.
9. Ивашин, П.В. Зависимость концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах бензиновых ДВС от скорости распространения пламени и ионного тока [Текст]: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02 : защищена 20.05.04 : утв. 24.12.04 / П.В. Ивашин.- Тольятти, 2004.- 125 с.
10. Хмыров, В.И. Водородный двигатель [Текст] / В.И. Хмыров, Б.Е. Лавров - Алма-Ата, Наука КазССР, 1981.- 170с.
11. Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя [Текст] / И.И. Вибе - Свердловск, Машгиз, 1962.- 270с.
12. Andersson, I. Cylinder Pressure and Ionization Current Modeling for Spark Ignited Engines [Text]/ Linkopings Universitet, SAE 581 83 Linkoping, Sweden, 2002.

HANGES IN VOLUME COMBUSTION AND CONCENTRATION OF NITROGEN OXIDES IN THE EXHAUST GASES GASOLINE ENGINE

© 2011 P. V. Kolomiets

Togliatti State University

For the convergence of the computational model the formation and decomposition of nitrogen oxides in exhaust gases from the experimental data should take into account changes the volume of combustion. Since this change is the parameter that determines the flow of the combustion process.

The piston engine, the volume, combustion, nitrogen oxides.

Информация об авторах

Коломиец Павел Валерьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Тепловые двигатели» Тольяттинского государственного университета. Тел.: (8482) 54-64-58. E-mail.: kolomietspv@yandex.ru. Область научных интересов: контроль, управление и организация процессов сжигания топлива в тепловых двигателях.

Kolomiets Pavel Valerievich, candidate of technical sciences, associated professor of the chair «Heat engine» of Togliatti State University. Phone: (8482) 54-64-58. E-mail: kolomietspv@yandex.ru. Area of research: control, management and organization of fuel combustion in heat engines.

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

№3 (27)
Часть 1
2011

Корректор **Кретинина Т. К., Куприянова Н. С.**
Компьютерная вёрстка **Холодкова Г. В., Паровой Ф. В.**

Каталожная цена: 1000 руб.

Формат 60 ×84 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Тираж 500. Заказ _____

Отпечатано в типографии ООО «Самбр Принт»
443090, г. Самара, Московское шоссе, 77

Правила оформления статей для журнала

«Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета

имени академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета)»

1. Статья представляется в двух экземплярах, распечатанных на лазерном принтере на одной стороне бумаги в режиме качественной печати, а также в электронном виде на отдельном носителе по адресу: 443086, Самара, Московское шоссе, 34, 212а – 3А, тел.: (846) 267 48 41, электронная почта: vest@ssau.ru.

2. Текст статьи представляется в формате Microsoft Word на дискетах, CD или DVD. Объём статьи – до 10 страниц формата А4. Имя файла определяется по фамилии первого автора: фамилия.doc. Поля – по 2,5 см с каждой стороны, текст – кегль 12, одинарный междустрочный интервал. Выравнивание: по ширине страницы. Шрифты – Times New Roman, Symbol. Отступ первой строки абзаца – 1 см. Страницы должны быть пронумерованы.

Замена буквы «ё» на букву «е» недопустима. Написание в тексте буквы «ё» является обязательным.

3. Допускается наличие рисунков, формул и таблиц по тексту.

Рисунки могут быть созданы средствами Microsoft Word/Excel или представлены в форматах JPEG, GIF, TIFF, PNG. Подпись к рисунку начинается со слова «Рис.» и номера по порядку, подпись располагается снизу, выравнивание – по центру. Для ссылки по тексту статьи на рисунок 1 следует использовать сокращение: рис. 1.

Для математических выражений и формул следует использовать Microsoft Equation 3.0 и буквы латинского (*Times New Roman, курсив, размер 12*) и греческого (*Symbol, курсив, размер 12*) алфавитов. Формулы, на которые в статье делаются ссылки, следует печатать с новой строки, при этом формулы нумеруются в порядке следования по тексту статьи. Номер формулы и ссылка на неё в тексте обозначается числом в круглых скобках: (1), (2), (3). Длина формулы на строке строго ограничена – до 80 мм (допускается перенос на следующие строки).

Заголовок таблицы начинается со слова «Таблица» и её номера по порядку, заголовок размещается сверху, выравнивание – по левому краю. Для ссылки по тексту статьи на таблицу 1 следует использовать сокращение: табл. 1.

4. Библиографический список оформляется отдельным разделом в конце статьи, при этом литературные источники располагаются в порядке их использования по тексту статьи в виде нумерованного списка, и оформляется в соответствии с действующим ГОСТ 7.1-2003.

5. К тексту статьи прилагается направление организации (если авторы не являются сотрудниками СГАУ), рецензия специалиста по научному направлению статьи (не являющегося сотрудником подразделения, где работают авторы), акт экспертизы, информация об авторах для опубликования в журнале. На отдельной странице указываются сведения об авторах для служебного пользования: фамилия, имя, отчество, учёная степень, учёное звание, должность, место работы, служебный и домашний адреса, телефон, электронная почта. Статья должна быть подписана всеми авторами.

6. Статьи, не отвечающие перечисленным требованиям, к рассмотрению не принимаются. Рукописи и сопроводительные документы не возвращаются. Датой поступления рукописи считается день получения редакцией окончательного текста.

7. Плата с аспирантов за публикацию рукописей не взимается.

Образец оформления:

УДК 536.04

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПОЛЕЙ СЛОЖНОЙ ЗАМКНУТОЙ СТРУКТУРЫ НА БОРТУ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ КОСМИЧЕСКОЙ ЛАБОРАТОРИИ

© 2011 Г. П. Аншаков¹, В. В. Бирюк², В. В. Васильев², В. В. Никонов², В. В. Салмин²

¹ФГУП ГНПРКЦ «ЦСКБ-ПРОГРЕСС»

²Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

(аннотация статьи 50...150 слов, кегль: 10)

(ключевые слова 8-12 слов, кегль: 10, начертание: курсив)

(текст статьи)

(библиографический список)

(информация об авторах для опубликования: фамилия, имя, отчество, учёная степень, учёное звание, должность, место работы, электронная почта, область научных интересов – до 10 слов)

THERMAL FIELDS SIMULATING OF COMPLEX CLOSED STRUCTURE ABOARD RESEARCH SPACE
LABORATORY

© 2011 G. P. Anshakov¹, V. V. Biruk², V. V. Vasiliev², V. V. Nikonov², V. V. Salmin²

¹FSUE SRPSRC "TsSKB-Progress"

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

(аннотация статьи – на английском языке)

(ключевые слова – на английском языке)

(информация об авторах для опубликования – на английском языке)