

ISSN 1998-6629

ВЕСТНИК

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

№ 3 (27)
Часть 4

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 4
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

ГАРМОНИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА, РЕАЛИЗУЕМОГО В РЕГЕНЕРАТОРЕ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>Е.А. Зиновьев, А.И. Довгялло, Г.В. Воротников</i>	11
ВЛИЯНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РЕЗЬБЫ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ПО ВИТКАМ И РАВНОПРОЧНАЯ РЕЗЬБА <i>М.И. Курушин, А.М. Курушин, А.В. Суслин</i>	16
ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОГО КПД ТУРБОВАЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА И ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ РАБОЧЕГО ТЕЛА <i>М.А. Соколов, В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин, И.Н. Крупенич, А.Ю. Ткаченко</i>	21
ТЕОРИЯ ФОРМАЛИЗОВАННОГО ОПИСАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ СБОРКИ АГРЕГАТОВ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ <i>Ф.В. Гречников, С.Ф. Глустенко</i>	30
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СБОРКИ ПО КРИТЕРИЯМ ТОЧНОСТИ <i>Ф.В. Гречников, С.Ф. Глустенко</i>	38
ВЛИЯНИЕ РАДИУСА НАДРЕЗА ПРИ ОПЕРЕЖАЮЩЕМ ПОВЕРХНОСТНОМ ПЛАСТИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ДЕТАЛЕЙ <i>В.С. Вакулук, В.А. Киртичѳев, В.Ф. Павлов, А.В. Чирков</i>	44
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛИКА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА ПО ХАРАКТЕРИСТИКАМ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЧАСТИ НА ОСНОВАНИИ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ <i>Г.В. Воротников, А.Н. Крючков, Е.А. Зиновьев</i>	51
МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СТРУЙ ВИБРАЦИОННЫХ ВОЛН <i>Н.И. Лиманова, Ю.С. Левкин</i>	59
РАЗРАБОТКА ВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>А.Ж. Мурзагалиев, В.Г. Некрасов</i>	65
ПРИКЛАДНЫЕ АСПЕКТЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДИКИ ЧИСЛЕННОГО ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЖРДМТ С УЧЕТОМ НЕИДЕАЛЬНОГО ПРОТЕКАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ <i>М.В. Силютин, С.А. Шустов</i>	71
ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В БАЛЛОНЕ С КРИОГЕННОЙ ЗАПРАВКОЙ БОРТОВОЙ ДРОССЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ <i>А.И. Довгялло, Д.В. Сармин, Д.А. Угланов</i>	78
ЗАЩИТНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ <i>И.Д. Эскин, Р.И. Алкеев, В.И. Сусликов</i>	85

ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДАХ КОМБИНИРОВАННЫМ ТЕРМОСТАБИЛЬНЫМ ДАТЧИКОМ <i>Н.И. Лиманова, П.Е. Юдин, И.А. Лиманов</i>	93
СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ВНУТРИКАМЕРНЫХ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ ТЯГИ <i>А.Н. Первышин, А.И. Рязанов</i>	97
РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС МЕТАЛЛИЗАТОРА НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ <i>А.Н. Первышин, А.И. Рязанов</i>	103
КИНЕТИЧЕСКАЯ ДИАГРАММА МЕДЛЕННОГО РОСТА УСТАЛОСТНОЙ ТРЕЩИНЫ. ПОДРАСТАНИЕ ТРЕЩИНЫ <i>Т.А. Хибник, Ю.И. Кольцун</i>	110
МЕТОДИКА ВЫВОДА КОНСТРУКЦИИ ПРЯМОТОЧНОГО ДЕТОНАЦИОННОГО ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ДВИГАТЕЛЯ В ЛИДЕРЫ <i>В.В. Сафронов, В.А. Поршнев, А.С. Жебраков</i>	117
КОМПОЗИЦИЯ ЗАКОНОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕКТОРНЫХ ПОГРЕШНОСТЕЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРИ ОБРАБОТКЕ НА СТАНКАХ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ <i>Е.Ю. Исмаилова</i>	127
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ ЛИТЬЯ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ПУТЕМ ВОЗДЕЙСТВИЯ ИМПУЛЬСНОГО МАГНИТНОГО ПОЛЯ НА РАСПЛАВ <i>Д.Г. Черников, В.А. Глушечков, А.Ю. Иголкин</i>	132
ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЬЦЕВОГО ДЕМПФЕРА ИЗ МАТЕРИАЛА МР ПРИ ОДНОВРЕМЕННОМ НАГРУЖЕНИИ В ОСЕВОМ И РАДИАЛЬНОМ НАПРАВЛЕНИЯХ <i>А.М. Уланов, А.В. Швецов, Ф.В. Паровай</i>	141
О ПОВРЕЖДЕНИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ТОКОМ РОТОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СЕМЕЙСТВА НК, РАБОТАЮЩИХ В КАЧЕСТВЕ ПРИВОДА ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРОВ <i>С.В. Наздрачѐв</i>	146
МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ С РЕЛАКСАЦИОННЫМ ГИСТЕРЕЗИСНЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ <i>Ф.М. Шакиров</i>	151
СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ С РЕЛАКСАЦИОННЫМ ВЯЗКИМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ <i>Ф.М. Шакиров</i>	158
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ПО ВИТКАМ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ВНЕШНЕЙ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ В УСЛОВИЯХ ВИБРАЦИИ ИЗДЕЛИЙ <i>М.И. Курушин, А.М. Курушин, И.С. Барманов</i>	162
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ САД/САЕ – СИСТЕМ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ДВС <i>А.А. Горшкалев, А.В. Кривцов, Е.А. Сайгаков, Д.В. Сморкалов</i>	172
ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ САЕ/САД-СИСТЕМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ <i>А.А. Горшкалев, А.В. Кривцов, Е.А. Сайгаков, Д.В. Сморкалов, Д.А. Угланов</i>	177

ПОВЫШЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТНОМУ РАЗРУШЕНИЮ ХРОМОНИКЕЛЕВОЙ СТАЛИ ЛАЗЕРНЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ <i>В.И. Трегуб, А.М. Никифоров</i>	182
МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСКВОЗНЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ТРЕЩИН В ТОНКОСТЕННЫХ КОНСТРУКЦИЯХ <i>Ю.В. Скворцов, С.В. Глушков</i>	187
АНАЛИЗ ПОГРЕШНОСТЕЙ МНОГОКООРДИНАТНОЙ ОБРАБОТКИ НА СТАНКАХ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ <i>Е.Ю. Исмаилова</i>	192
МОДЕРНИЗАЦИЯ СЕРИЙНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ <i>Е.И. Алексенцев, В.В. Бирюк, А.А. Неклюдов, А.А. Денисов</i>	199
К ВОПРОСУ О РАЗВИТИИ ТЕМАТИКИ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗА РУБЕЖОМ И В РОССИИ <i>Е.П. Кочеров, В.А. Кононов, В.В. Окорочков, В.М. Окорочкова, К.П. Иванова</i>	207
ИССЛЕДОВАНИЕ ОБРАБАТЫВАЕМОСТИ СПЕЦИАЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫМ МЕТОДОМ <i>В.В. Кошелев, Г.В. Смирнов</i>	215
ЭКСПОНЕНЦИАЛЬНОЕ СГЛАЖИВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВРЕМЕННОГО РЯДА ПРИ НАЛИЧИИ ТRENDA <i>А.М. Керенский</i>	219
ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВНЕДРЕНИЯ ПРОГРЕССИВНЫХ ПРОЦЕССОВ В СЕРИЙНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ ДВИГАТЕЛЕЙ СЕМЕЙСТВА «НК» <i>Е.И. Алексенцев, И.Л. Шитарев, В.П. Курбатов, Е.А. Гриценко</i>	224
МОДЕРНИЗАЦИЯ СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МИКРОТУРБИННЫХ ПРИВОДОВ <i>В.Н. Матвеев, Л.С. Шаблей</i>	234
ПРИМЕНЕНИЕ БЕСКОНТАКТНОГО ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА «ARAMIS» В ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ЗАДАЧАХ <i>Д.С. Лёжин, Ф.В. Паровай, А.В. Собуль</i>	244
РАЗРАБОТКА ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ТОПЛИВНОМ ШНЕКО-ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ <i>С.А. Гафуров, М.Г. Михеев, Л.В. Родионов, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов</i>	254
АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ИЗМЕРЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЛОПАТОК ТУРБИН В ПРОИЗВОДСТВЕННО-ЦЕХОВЫХ УСЛОВИЯХ <i>Е.И. Алексенцев, П.А. Шаврин, О.Б. Федосеев</i>	264
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ШТАТНЫХ ЖРДМТ НА САМОВОСПЛАМЕНЯЮЩИХСЯ КОМПОНЕНТАХ ТОПЛИВА ПРИ ИМПУЛЬСНЫХ РЕЖИМАХ ВКЛЮЧЕНИЙ <i>С.А. Шустов</i>	273
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ СТРУЙ ШТАТНЫХ ЖРДМТ НА МОДЕЛИ КОНСТРУКЦИИ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ <i>С.А. Шустов</i>	279

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВА ВТУЛОЧНЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ИЗ ПРОВОЛОЧНОГО МАТЕРИАЛА <i>Г.В. Лазуткин, Ф.В. Паровай, А.А. Тройников</i>	284
РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРУЖИННЫХ РАЗГРУЗОЧНЫХ И ПРОТИВОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ НА ОСНОВЕ МАТЕРИАЛА МР <i>Г.В. Лазуткин, Ф.В. Паровай, М.А. Петухова, А.А. Тройников</i>	291
КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ И РЕСУРСА ДИСКОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД <i>Ю.А. Ножницкий, К.Д. Каримбаев, С.Д. Потапов</i>	298

CONTENTS

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

HARMONIC MODEL OF THERMODYNAMIC CYCLE IN THERMOACOUSTIC ENGINE REGENERATOR	
<i>E.A. Zynovyev, A.I. Dovgyallo, G.V. Vorotnikov</i>	11
THREAD PRODUCTION ACCURACY IMPACT ON FORCES DISTRIBUTION IN THREAD AND FULL-STRENGTH THREAD	
<i>M.I. Kurushin, A.M. Kurushin, A.V. Suslin</i>	16
PRELIMINARY STUDY OF PRINCIPLES OF EFFECTIVE EFFICIENCY CHANGE OF TURBOSHAFT ENGINES OF VARIOUS SCHEMES WITH HEAT RECOVERY AND INTERMEDIATE COOLING OF WORKING MEDIUM	
<i>M.A. Sokolov, V.S. Kuzmichev, V.V. Kulagin, I.N. Krupenich, A.Y. Tkachenko</i>	21
THEORY REPRESENTATIONS MATHEMATICAL MODELS AND SEQUENCES OF PERFORMANCE OF TECHNOLOGICAL OPERATORS OF ASSEMBLAGE OF PLANES	
<i>F.V. Grechnikov, S.F. Tlustenko</i>	30
DESIGN BUILD PROCESS FOR THE ACCURACY OF ELIGIBILITY	
<i>F.V. Grechnikov, S.F. Tlustenko</i>	38
INFLUENCE OF NOTCH RADIUS AT ADVANCING SURFACE PLASTIC DEFORMING ON ENDURANCE LIMIT OF DETAIL	
<i>V.S. Vakuljuk, V.A. Kirpichyev, V.F. Pavlov, A.V. Chirkov</i>	44
THE DETERMINATION OF THE THERMOACOUSTIC GENERATOR ASPECT FROM ELECTRODYNAMIC UNIT FEATURES BY THE PARAMETRIC-STUDIES	
<i>G.V. Vorotnikov, A.N. Kruchkov, E.A. Zynovyev</i>	51
METHOD FOR DETERMINING THE ENERGY OF JETS VIBRATION WAVES	
<i>N.I. Limanova, Yu.S. Levkin</i>	59
FAN ENGINE RESEARCH	
<i>A.G. Murzagaliev, V.G. Nekrasov</i>	65
ASPECTS OF THE NUMERICAL METHOD CALCULATING THERMOGASDYNAMIC LREST BASED ON NOT PERFECT PASSING OF WORKFLOWS IN THE COMBUSTION CHAMBER	
<i>M.V. Silyutin, S.A. Shustov</i>	71
PRELIMINARY TESTS OF TANK WITH CRYOGENIC CHARGING FOR ONBOARD THROTTLE SYSTEM OF COOLING	
<i>A.I. Dovgyallo, D.V. Sarmin, D.A. Uglanov</i>	78
PROTECTION DEVICES FOR IMPROVING PASSIVE SAFETY OF AUTOMOBILES	
<i>I.D. Eskin, R.I. Alkeev, V.I. Suslikov</i>	85
PRESSURE MEASUREMENTS IN THE PIPELINES WITH THE HELP OF COMBINED HIGH TEMPERATURE PRESSURE SENSOR	
<i>N.I. Limanova, P.E. Yudin, I.A. Limanov</i>	93

TEST BENCH FOR INVESTIGATION OF THRUSTERS INTRA-CHAMBER WORKING PROCESSES	
<i>A.N. Pervyshin, A.I. Ryazanov</i>	97
WORKING PROCESS OF GASEOUS FUEL METALLIZATOR	
<i>A.N. Pervyshin, A.I. Ryazanov</i>	103
KINETIC DIAGRAM OF SLOW FATIGUE CRACK GROWTH. CRACK GROWTH	
<i>T.A. Khibnick, Yu.I. Koltsov</i>	110
TECHNIQUE OF CONCLUSION THE DIRECT-FLOW DETONATION PULSING ENGINE DESIGN TO THE LEADER POSITION	
<i>V.V. Safronov, V.A. Porshnev, A.S. Zhebrakov</i>	117
COMPOSITION OF THE LAWS OF DISTRIBUTION OF THE VECTOR ERRORS, WHICH ACT WITH THE WORKING ON THE MACHINE TOOLS WITH THE NUMERICAL CONTROL BY PROGRAM	
<i>E.Yu. Ismaylova</i>	127
ENHANCEMENT OF EFFICIENCY OF CASTING PROCESSES IN PRODUCTION OF PARTS OF AIRCRAFT ENGINES BY WAY OF ACTION OF PULSE-MAGNETIC FIELD ON MELT	
<i>D.G. Chernikov, V.A. Gloushenkov, A.Ju. Igolkin</i>	132
INVESTIGATION OF AN ANNULAR DAMPER, MADE OF MATERIAL MR IN THE CASE OF SIMULTANEOUS LOAD IN AXIAL AND RADIAL DIRECTIONS	
<i>A.M. Ulanov, A.V. Shvetsov, F.V. Parovay</i>	141
GAS TURBINE ENGINE ROTOR BEARINGS ELECTRICAL CURRENT DAMAGE ON THE BASE OF NK-FAMILY ENGINES FOR ELECTRICAL GENERATOR DRIVE	
<i>S.V. Nazdrachev</i>	146
MODELING OF DYNAMICS OF SYSTEM WITH RELAXATION HYSTERETIC DAMPING	
<i>F.M. Shakirov</i>	151
FREE VIBRATION OF RELAXATIONAL AND VISCOUS-DAMPED SYSTEM	
<i>F.M. Shakirov</i>	158
FORCES DISTRIBUTION IN THREAD AND EXTERNAL ALTERING LOAD FACTOR IN THREAD JOINT UNDER STRUCTURES VIBRATION	
<i>M.I. Kurushin, A.M. Kurushin, I.S. Barmanov</i>	162
APPLICATION CAD/CAE – SYSTEMS FOR CALCULATION ON DURABILITY OF DETAILS CRANK ROD MECHANISM OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE	
<i>A.A. Gorshkalev, A.V. Krivtsov, E.A. Saigakov, D.V. Smorkalov</i>	172
EXPERIENCE OF CAE/CAD-SYSTEMS USING AT DESIGNING OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE	
<i>A.A. Gorshkalev, A.V. Krivtsov, E.A. Saigakov, D.V. Smorkalov, D.A. Uglanov</i>	177
INCREASE OF CHROME-NICKEL STEEL 40XH FATIGUE FAILURE RESISTANCE BY LASER INFLUENCE	
<i>V.I. Tregub, A.M. Nikiforov</i>	182

MODELING NON-THROUGH SURFACE CRACKS IN THE THIN-WALLED STRUCTURES	
<i>Yu.V. Skvortsov, S.V. Glushkov</i>	187
MISTAKES ANALYSIS OF MULTICOORDINATE PROCESSING ON THE MACHINE TOOLS WITH THE NUMERICAL CONTROL BY PROGRAM	
<i>E.Yu. Ismaylova</i>	192
MODERNIZATION OF SERIAL AUTOMOBILE ENGINES	
<i>E.I. Aleksencev, V.V. Birjuk, A.A. Nekljudov, A.A. Denisov</i>	199
ISSUES OF EVOLUTION OF ROTOR PISTON ENGINES’ SUBJECT ABROAD AND IN RUSSIA	
<i>E.P. Kocherov, V.A. Kononov, V.V. Okorochkov, V.M. Okorochkova, K.P. Ivanova</i>	207
RESEARCH OF THE WORKABILITY OF SPECIAL MATERIALS ELECTROEROSIVE METHOD	
<i>V.V. Koshelev, G.V. Smirnov</i>	215
EXPONENTIAL SMOOTHING PARAMETER TIME SERIES IN THE PRESENCE OF TREND	
<i>A.M. Kerensky</i>	219
EFFICIENCY OF TECHNICAL WORKINGS OUT IN BATCH PRODUCTION GTE	
<i>E.I. Aleksentsev, I.L. Shitarev, V.P. Kurbatov, E.A. Gritsenko</i>	224
MODERNIZATION OF TEST-BECNH FOR SMALL TURBINE-DRIVES INVESTIGATION	
<i>V.N. Matveev, L.S. Shabliy</i>	234
APPLICATION OF CONTACTLESS MEASURING COMPLEX «ARAMIS» IN EXPERIMENTAL TASKS	
<i>D.S. Lezhin, F.V. Parovay, A.V. Sobul</i>	244
DEVELOPMENT OF NUMERICAL MODELS OF WORKING PROCESS IN FUEL AUGER-CENTRIFUGAL PUMP	
<i>S.A. Gafurov, M.G. Miheev, L.V. Rodionov, A.N. Kruchkov, E.V. Shahmatov</i>	254
AUTOMATED SYSTEM FOR MEASURING GEOMETRIC PARAMETERS OF TURBINE BLADES IN PRODUCTION CONDITIONS	
<i>E.I. Aleksentsev, P.A. Shavrin, O.B. Fedoseev</i>	264
EXPERIMENTAL RESEARCH OF STAFF LTRE WITH HYPERGOLIC PROPELLANT UNDER IMPULSE ENGAGING CONDITIONS	
<i>S.A. Shustov</i>	273
EXPERIMENTAL RESEARCH OF THERMAL YET INFLUENCE OF STAFF LTRE UPON THE CONSTRUCTION MODELS OF AIRSPACE DEVICES	
<i>S.A. Shustov</i>	279
SOME QUESTIONS OF DESIGNING AND MANUFACTURE OF WIRE MATERIAL HUB DAMPFERS	
<i>G.V. Lazutkin, F.V. Parovay, A.A. Troynikov</i>	284

**CALCULATION OF BASIC PARAMETERS
OF SPRING UNLOADING AND SHOCK-PROOF DEVICES
OF ALL-METAL MULTICOMPONENT DAMPFERS ON MATERIAL MR BASIS**

G.V. Lazutkin, F.V. Parovay, M.A. Petukhova, A.A. Troynikov

291

**DESIGN AND TECHNOLOGICAL SOLUTIONS FOR PROVISION OF HIGH
RELIABILITY AND LIFE TIME OF AVIATION GAS TURBINE ENGINE DISKS**

Yu.A. Nozhnitskiy, K.D. Karimbaev, S.D. Potapov

298

УДК 621.486

ГАРМОНИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА, РЕАЛИЗУЕМОГО В РЕГЕНЕРАТОРЕ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2011 Е. А. Зиновьев, А. И. Довгялло, Г. В. Воротников

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

Представлена модель цикла, реализуемого газом в регенераторе термоакустического двигателя. Показано, что элементарный объем газа совершает в регенераторе термодинамический цикл, зависящий от сдвига фаз между колебаниями давления и смещения газа.

Термоакустический двигатель, регенератор, акустическая волна, элементарный газовый объем, термодинамический цикл, критический фазовый угол.

Введение

Регенератор любого термоакустического двигателя можно рассматривать как некую термодинамическую “губку”, обладающую способностью поочередно поглощать и отдавать тепло рабочему газу. Если в регенераторе организовать продольное распределение температуры и возбудить в газе акустическую волну, то в нем начнут протекать определенные термодинамические процессы, которые приведут к генерации акустической мощности и усилению этой волны [1].

Данные процессы достаточно сложны, и провести их точный расчет на практике часто не представляется возможным. Поэтому предлагается рассмотреть теоретическую модель, в которой некоторые физические условия идеализированы с тем, чтобы в какой-то степени иметь возможность провести анализ рабочего процесса.

Теоретическая модель

Пусть регенератор представляет собой множество капиллярных каналов, в которых располагается газ. Ограничимся рассмотрением процесса колебания газа в одном из них с приложенным температурным перепадом вдоль стенки. Выделим элементарный объем газа и будем полагать, что газ является идеальным и имеет полный термический контакт с поверхностью канала. В данном случае вязкостью будем пренебрегать. Данный элементарный объем под действием акустической волны будет совершать коле-

бательные смещения. Процесс колебания элементарного объема газа в канале схематично представлен на рис. 1.

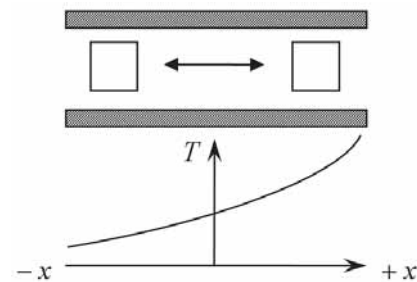


Рис. 1. Колебание элементарного объема газа в капиллярном канале с приложенным температурным перепадом

Будем рассматривать процесс колебания элементарного объема газа в канале относительно фиксированной точки $x = 0$. При этом будем считать, что колебания давления p и скорости газа u осуществляются по гармоническому закону. Смещение указанного элементарного объема газа относительно точки $x = 0$ характеризуется величиной $|\xi|$.

Величину давления и колебательной скорости определим следующим образом:

$$p = p_m + p_A \cos(\omega t), \quad (1)$$

$$u = \frac{p_A}{\rho_m a} \cos(\omega t + \theta), \quad (2)$$

где p_m – среднее давление газа; ρ_m – средняя плотность газа; p_A – амплитуда колебания давления; a – скорость звука; θ – фаза колебания скорости. Фаза колебания θ мо-

жет принимать значения в диапазоне $0 < \theta < \pi/2$.

Смещение элементарного объема найдем из соотношения:

$$\begin{aligned} \xi &= \int u dt = \int \frac{P_A}{\rho_m a} \cos(\omega t) dt = \\ &= \frac{P_A}{\rho_m a \omega} \cos\left(\omega t - \left(\frac{\pi}{2} - \theta\right)\right) \end{aligned} \quad (3)$$

Из последнего выражения следует, что в акустической волне смещение элементарного объема газа отстает по фазе от колебания давления на величину $(\pi/2 - \theta)$. Схематично это представлено на рис. 2.

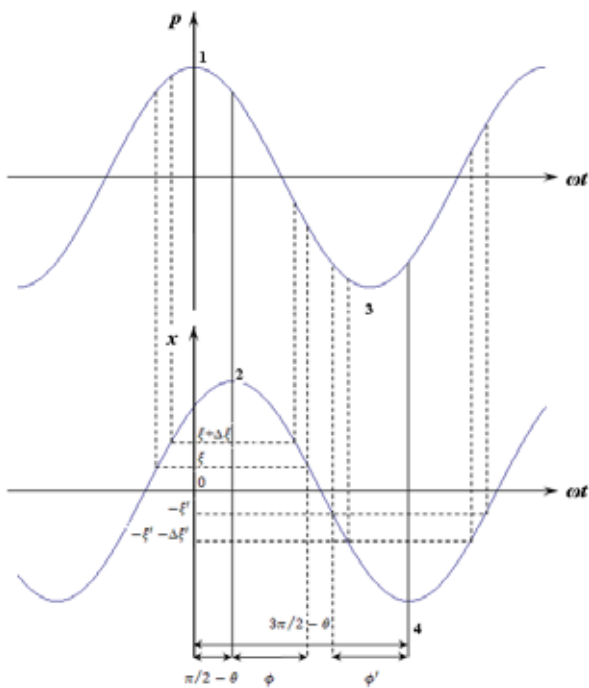


Рис. 2. Колебание давления и смещение элементарного объема газа

Рассмотрим ситуацию, когда величина смещения является положительной величиной ($\xi > 0$). Положительному смещению будут соответствовать фазовые углы: $(\pi/2 - \theta - \phi)$ и $(\pi/2 - \theta + \phi)$, где $0 \leq \phi < \pi/2$. Рассмотрим область канала, заключенную между положениями ξ и $\xi + \Delta\xi$, где $\Delta\xi > 0$. При перемещении элементарного объема из положения ξ в положение $\xi + \Delta\xi$, и наоборот, происходит приращение фазы колебания на величину $\Delta\alpha$.

Если $\phi < \pi/2 - \theta$, то, как видно из рис. 2, при перемещении элементарного объема из положения ξ в положение $\xi + \Delta\xi$, и наоборот, будет наблюдаться расширение. При этом газ будет поглощать тепло.

Если $\phi = \pi/2 - \theta$, то при перемещении элементарного объема газа из положения ξ в положение $\xi + \Delta\xi$ теплообмена между ним и стенкой канала не происходит, так как давление в этом случае меняется незначительно и его температура практически не меняется. Однако при перемещении из положения $\xi + \Delta\xi$ в положение ξ элементарный объем будет испытывать расширение с поглощением теплоты.

При $\phi > \pi/2 - \theta$ и перемещении из положения ξ в положение $\xi + \Delta\xi$ газ будет сжиматься, отдавая при этом тепло стенке канала. При перемещении из положения $\xi + \Delta\xi$ в положение ξ будет наблюдаться расширение газа с поглощением теплоты. Будем предполагать, что эти процессы являются изотермическими.

Количество теплоты, отдаваемое газом стенке в процессе изотермического сжатия при перемещении на расстояние $\Delta\xi$, определяется следующим образом:

$$\Delta Q_c = mRT \ln \left(\frac{p + \left(\frac{dp}{d\alpha}\right)\Delta\alpha}{p} \right), \quad (4)$$

где m – масса элементарного объема газа; R – газовая постоянная; T – локальная температура стенки; $\Delta\alpha = \omega\Delta t$. С учетом уравнения (1) уравнение (4) принимает вид:

$$\Delta Q_c = mRT \ln \left(1 - \frac{P_A \cos(\theta + \phi)\Delta\alpha}{p_m + P_A \sin(\theta + \phi)} \right). \quad (5)$$

Количество теплоты, получаемое газом в процессе изотермического расширения при перемещении на расстояние $\Delta\xi$, определяется следующим образом:

$$\Delta Q_e = mRT \ln \left(\frac{p}{p + \left(\frac{dp}{d\alpha}\right)\Delta\alpha} \right). \quad (6)$$

С учетом уравнения (1) уравнение (6) принимает вид:

$$\Delta Q_e = mRT \ln \left(1 - \frac{p_A \cos(\theta - \phi) \Delta \alpha}{p_m + p_A \sin(\theta - \phi)} \right)^{-1}. \quad (7)$$

Анализ выражений (5) и (7) показывает, что при любых значениях ϕ и θ выполняется следующее условие:

$$\Delta Q_c < \Delta Q_e.$$

Это означает, что при положительном смещении ($\xi > 0$) и $\phi > \pi/2 - \theta$ элементарный объем газа за цикл поглощает некоторое количество теплоты.

Рассмотрим теперь ситуацию, когда величина смещения является отрицательной величиной ($\xi' < 0$). В этом случае отрицательному смещению будут соответствовать фазовые углы: $(3\pi/2 - \theta - \phi')$ и $(3\pi/2 - \theta + \phi')$, где $0 \leq \phi' < \pi/2$. Здесь интересна область, заключенная между $-\xi'$ и $-(\xi' + \Delta \xi')$, где $\Delta \xi' > 0$. Схематично это представлено на рис. 2. При перемещении элементарного объема из положения $-\xi'$ в положение $-(\xi' + \Delta \xi')$, и наоборот, происходит приращение фазы колебания на величину $\Delta \alpha'$.

Если $\phi' < \pi/2 - \theta$, то, как видно из рис. 2, при перемещении элементарного объема из положения $-\xi'$ в положение $-(\xi' + \Delta \xi')$, и наоборот, будет наблюдаться изотермическое сжатие газа. При этом газ будет отдавать тепло.

Если $\phi' = \pi/2 - \theta$, то при перемещении элементарного объема газа из положения $-\xi'$ в положение $-(\xi' + \Delta \xi')$ можно предположить, что теплообмена между ним и стенкой не будет. Однако при перемещении из положения $-(\xi' + \Delta \xi')$ в положение $-\xi'$ элементарный объем будет испытывать сжатие с сообщением стенке теплоты.

При $\phi' > \pi/2 - \theta$ газ расширяется по мере перемещения из положения $-\xi'$ в положение $-(\xi' + \Delta \xi')$ и сжимается по мере перемещения из $-(\xi' + \Delta \xi')$ в $-\xi'$. Примем допущение изотермичности этих процессов.

Тогда количество теплоты, получаемое газом в процессе расширения при переме-

щении на расстояние $\Delta \xi'$, будет определяться следующим образом:

$$\Delta Q_e' = mRT' \ln \left(\frac{p}{p + \left(\frac{dp}{d\alpha} \right) \Delta \alpha'} \right). \quad (8)$$

С учетом уравнения (1) и фазового угла $(3\pi/2 - \theta - \phi')$ уравнение (8) принимает вид:

$$\Delta Q_e' = mRT' \ln \left(1 + \frac{p_A \cos(\theta + \phi') \Delta \alpha}{p_m - p_A \sin(\theta + \phi')} \right)^{-1}, \quad (9)$$

где T' – локальная температура стенки.

Количество теплоты, отдаваемое газом стенке в процессе сжатия при перемещении на расстояние $\Delta \xi'$, определяется следующим образом:

$$\Delta Q_c' = mRT' \ln \left(\frac{p + \left(\frac{dp}{d\alpha} \right) \Delta \alpha'}{p} \right). \quad (10)$$

С учетом уравнения (1) и фазового угла $(3\pi/2 - \theta + \phi')$ уравнение (10) принимает вид:

$$\Delta Q_c' = mRT' \ln \left(1 + \frac{p_A \cos(\theta - \phi') \Delta \alpha}{p_m - p_A \sin(\theta - \phi')} \right). \quad (11)$$

Анализ уравнений (9) и (11) показывает, что:

$$\begin{aligned} \Delta Q_e' &> \Delta Q_c', \text{ если } \phi' < \phi'_{кр}, \\ \Delta Q_e' &= \Delta Q_c', \text{ если } \phi' = \phi'_{кр}, \\ \Delta Q_e' &< \Delta Q_c', \text{ если } \phi' > \phi'_{кр}, \end{aligned} \quad (12)$$

где $r_p = p_A / p_m$, $\phi'_{кр}$ – критический фазовый угол. Физический смысл фазового угла опишем ниже. В явном виде критический фазовый угол выглядит следующим образом:

$$\phi'_{кр} = \arccos \left(\frac{\sqrt{C} - \cos \theta}{r_p d\alpha} \right), \quad (13)$$

где

$$C = \cos^2 \theta + 2r_p^2 \sin \theta \cos \theta d\alpha + r_p^2 d\alpha^2 \sin^2 \theta.$$

При значениях θ , близких к нулю, выражение (13) с большой степенью точности можно аппроксимировать следующим образом:

$$\phi'_{кр} = \arccos(r_p \sin \theta). \quad (14)$$

Подставляя его в уравнение (3), получим выражение для критического смещения:

$$\begin{aligned} \xi_{кр} &= \frac{u_a}{\omega} \cos\left(\alpha - \left(\frac{\pi}{2} - \theta\right)\right) = \\ &= -\frac{u_a}{\omega} \cos\phi' = -\frac{u_a}{\omega} r_p \sin\theta. \end{aligned} \quad (15)$$

Из последних двух уравнений видно, что критический фазовый угол $\phi'_{кр} < \theta$, а критическое смещение $\xi_{кр} < 0$.

Проведенный анализ показывает, что газ при перемещении по каналам регенератора с приложенным температурным перепадом поглощает тепло, если $\phi' < \phi'_{кр}$, отдает тепло при $\phi' > \phi'_{кр}$, и переноса тепла не происходит, когда $\phi' = \phi'_{кр}$.

С учетом вышесказанного можно заключить следующее: под действием акустической волны элементарный объем газа, перемещаясь между двумя температурными уровнями, должен осуществлять термодинамический цикл.

В начале цикла элементарный объем газа находится в положении, которому соответствует давление p_1 и температура T_1 (точка 1). Далее рассматриваемый элементарный объем под действием акустической волны смещается в точку 2. При этом его давление падает до значения p_2 (см. рис. 2), а температура возрастает до значения T_2 . В точке 2 элементарный объем газа меняет направление движения на противоположное и начинает смещаться к точке 3. При этом его давление падает до значения p_3 , а температура газа снижается до значения T_3 . Затем он смещается к точке 4, в точке 4 температура элементарного объема принимает наименьшее значение T_4 . Схематично изменения параметров газа представлены на рис. 3 в виде процесса в $T-x$ и циклограмм в $T-S$ и $p-V$ координатах.

Общий вид представленных на рис. 3 циклограмм, в конечном счете, будет определяться соотношением фаз между колебаниями давления и смещениями газа.

Очевидно, что принятые допущения изотермичности протекающих процессов при выводе ΔQ_c и ΔQ_e предполагают модель цикла Карно. Ожидать его реализации не следует.

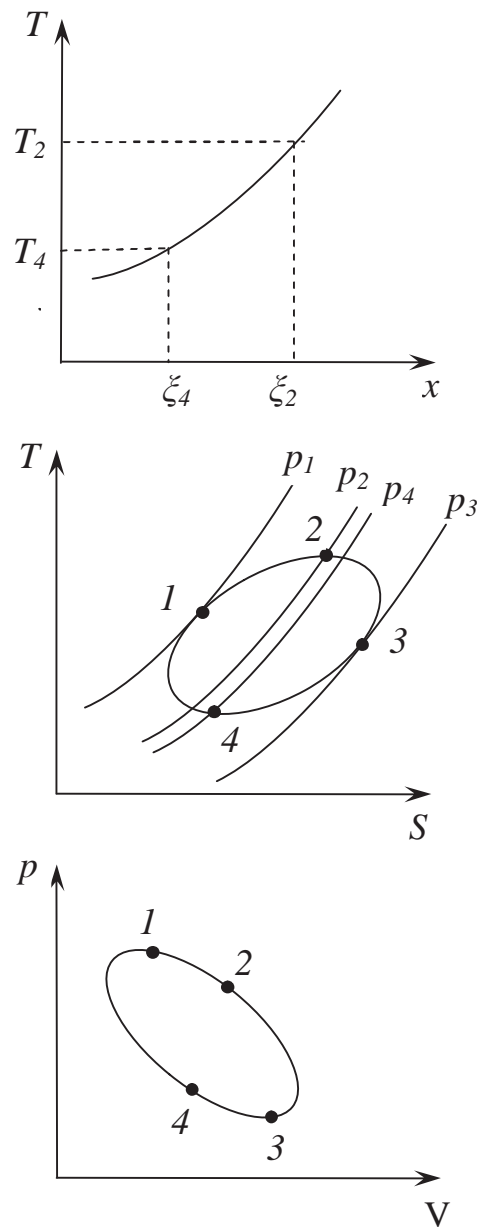


Рис. 3. Термодинамический цикл, осуществляемый элементарным объемом газа в регенераторе термоакустического двигателя

Однако независимо от конфигурации этого цикла разница между ΔQ_c и ΔQ_e должна быть преобразована в энергию волны, которая и переносит эту энергию к потребителю – альтернатору (линейному электрогенератору).

Библиографический список

1. Backhaus, S. A thermoacoustic Stirling heat engine: Detailed study [Text] / S. Backhaus, G.W. Swift - J. Acoust. Soc. Am. – 2000. – P. 3148- 3166.

HARMONIC MODEL OF THERMODYNAMIC CYCLE IN THERMOACOUSTIC ENGINE REGENERATOR

© 2011 E. A. Zynovyev, A. I. Dovgyallo, G. V. Vorotnikov

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

The harmonic model of thermodynamic cycle in regenerator which is a key to analyze the thermodynamic processes of gas oscillating has been established in this paper. It is shown that each parcel of gas in the regenerator undergoes thermodynamic cycle which depends on phase shift between pressure and displacement oscillations of gas.

Thermoacoustic engine, regenerator, acoustic wave, temperature gradient, thermodynamic cycle.

Информация об авторах

Зиновьев Евгений Александрович, аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел: (846) 228-50-98. E-mail: eazinovyev@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин, энергоэффективные двигатели и движители транспортных средств.

Довгялло Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел: (846) 335-18-12. E-mail: d.a.i@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение.

Воротников Геннадий Викторович, аспирант кафедры автоматизированных систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел: (846) 228-50-98. E-mail: vorotnikov.g.v@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин.

Zynovyev Evgeniy Aleksandrovich, post-graduate student of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 228-50-98. E-mail: eazinovyev@gmail.com. Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators, power efficient heat engines and prime movers.

Dovgyallo Aleksandr Ivanovich, doctor of technical science, professor of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-18-12. E-mail: d.a.i@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power engineering, energy saving.

Vorotnikov Gennadiy Viktorovich, post-graduate student of department automation technology of power devices, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 228-50-98. E-mail: vorotnikov.g.v@mail.ru. Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators, power efficient heat engines and prime movers.

ВЛИЯНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РЕЗЬБЫ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ПО ВИТКАМ И РАВНОПРОЧНАЯ РЕЗЬБА

©2011 М. И. Курушин, А. М. Курушин, А. В. Суслин

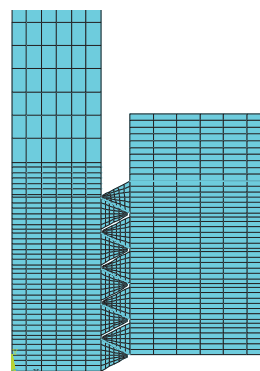
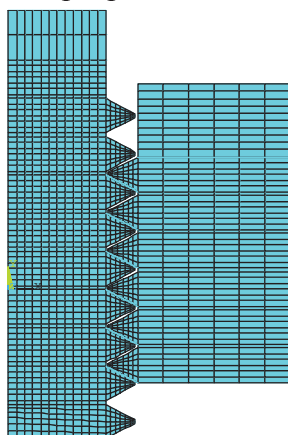
Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

На распределение усилий по виткам резьбы влияет не только разница деформаций стержня (растяжение) и гайки (сжатие), но и неравномерное по высоте гайки радиальное расширение тела гайки и сжатие резьбовой части стержня, а также скручивание тела гайки в радиальной плоскости и, самое главное, разношаговость витков вследствие погрешностей изготовления. С точки зрения прочности стремиться нужно не к выравниваю усилий по виткам резьбы, а наоборот, за счет разношаговости добиться равнопрочности в витках по высоте резьбовой части соединения. В нашем исследовании показано, что в равнопрочной резьбе за счет регулируемой разношаговости можно снизить максимальные напряжения на 50% по сравнению с точно изготовленной (с одинаковыми шагами) резьбой. В такой резьбе отклонение шагов близко к линейному и в определенном диапазоне нагрузок прочность резьбы почти не зависит от величины самой внешней нагрузки.

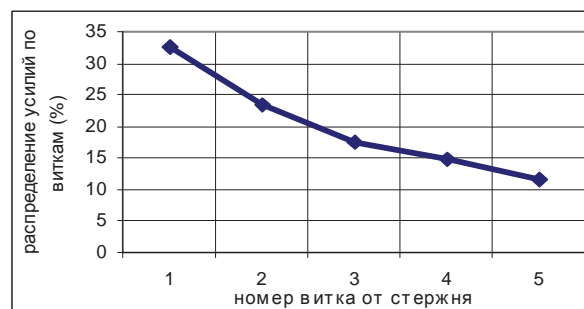
Резьбовые соединения, распределение усилий по виткам, погрешности изготовления, прочность элементов резьбовых соединений, равнопрочность.

В работе приведены результаты исследования стандартного резьбового соединения М10 методом конечных элементов с использованием программного комплекса

ANSYS. Конечно - элементные модели резьбовых соединений показаны на рис. 1. Ввиду симметрии резьбового соединения в качестве расчетной принята плоская, осесиммет-



а



б

Рис.1. Распределение усилий по виткам точно изготовленной резьбы в статике в процентном отношении к нагрузке на болт:

а - при шести витках в контакте, а также двух витках свободных (не в контакте) до и одном витке свободном (не в контакте) после гайки;

в - при пяти витках в контакте без свободных (не в контактах) витков до и после гайки

ричная упругая модель. Винтовая нарезка заменена кольцевыми выступами. Материал деталей – сталь (модуль упругости материала – 200000 МПа). Сетка регулярная.

На рис.1 приведены графики распределения усилий по виткам идеально точной по изготовлению (все шаги одинаковые на стержне болта и на теле гайки) резьбы в процентном отношении к нагрузке на стержень болта в статике. На рис. 1, а при шести витках в контакте и также двух витках свободных (не в контакте) до и одним витке свободном (не в контакте) после гайки, а на рис 1, б - распределение усилий по виткам резьбы при пяти витках в контакте без свободных (не в контактах) витков до и после гайки. В этих расчетах учтены все виды деформаций элементов резьбовых соединений (неравномерность сжатия стержня и растяжения тела гайки, а также скручивание тела гайки в радиальной плоскости), а не только растяжение и сжатие соответственно элементов стержня и тела гайки. Видно, что, во-первых, первый виток воспринимает на себя не 52 % (чуть больше половины) всей

нагрузки (как принято в учебной технической литературе при учете только растяжения элементов стержня болта и сжатия элементов тела гайки в осевом направлении, и как это было впервые найдено Жуковским Н.Е.), а только приблизительно третью часть (32...33 %) от нее. Во-вторых, наличие свободных от нагрузки витков, как до, так и после контактирующих витков, несколько снижает (на 2...3 %) нагрузку на первый виток. При высоких же частотах возбуждения переменными усилиями изделия (преимущественно со стороны корпуса) и особенно в районах собственных частот элементов резьбовых соединений распределение усилий может быть совершенно не таким, как в статике.

В табл. 1 приведены расчеты максимальных эквивалентных напряжений по впадинам витков стержня болта М10 при изготовлении их с погрешностями шагов в гайке, рассчитанных методом конечных элементов по программам ANSYS. В контакте пять рабочих витков.

Таблица 1. Максимальные эквивалентные напряжения по впадинам витков стержня болта М10 при изготовлении их с погрешностями шагов в гайке

Порядковый номер витков с погрешностями в контакте	Максимальные эквивалентные напряжения по виткам в контакте, МПа					
	Погрешности шагов гайки, мкм					
	+1	-1	+5	-5	+10	-10
	При точно изготовленной резьбе по шагам, МПа					
	1266.4					
	Резьба с погрешностями по шагам гайки					
1	1228.8	1306.3	1071.2	1467.7	1234.4	1661.5
2	1281.7	1250.1	1348.4	1192.6	1410.	1421.3
3	1276.3	1255.1	1323.3	1213.3	1341.0	1169.8
4	1273.2	1259.8	1302.1	1194.9	1307.9	1194.9
5	1270.5	1261.8	1286.1	1243.2	1292.0	1223.1

Нагрузка на болт 20 кН. Видно, что особенно сильно на изменение максимальных эквивалентных напряжений сказываются ошибки шагов первых витков в контакте. Увеличение первых шагов гайки ведет к уменьшению, а уменьшение к увеличению эквивалентных напряжений в первых витках. Жирным шрифтом отмечены максимальные эквивалентные напряжения, которые возникают не на первых, а на вторых и третьих витках. Так, при уменьшении шага первого витка гайки на 1 мкм эквивалентные напряжения во впадине первого витка

стержня увеличиваются по сравнению с точно нарезанной резьбой на 3 %, при 5 мкм - на 16 %, при 10 мкм - на 31 %.

В инженерной практике принято пытаться выравнять усилия по виткам с целью увеличения прочности резьбовых соединений. По нашему мнению, с точки зрения прочности следует стремиться не к выравниванию усилий по виткам резьбы, а стремиться сделать витки равнопрочными по всей контактной высоте резьбового соединения.

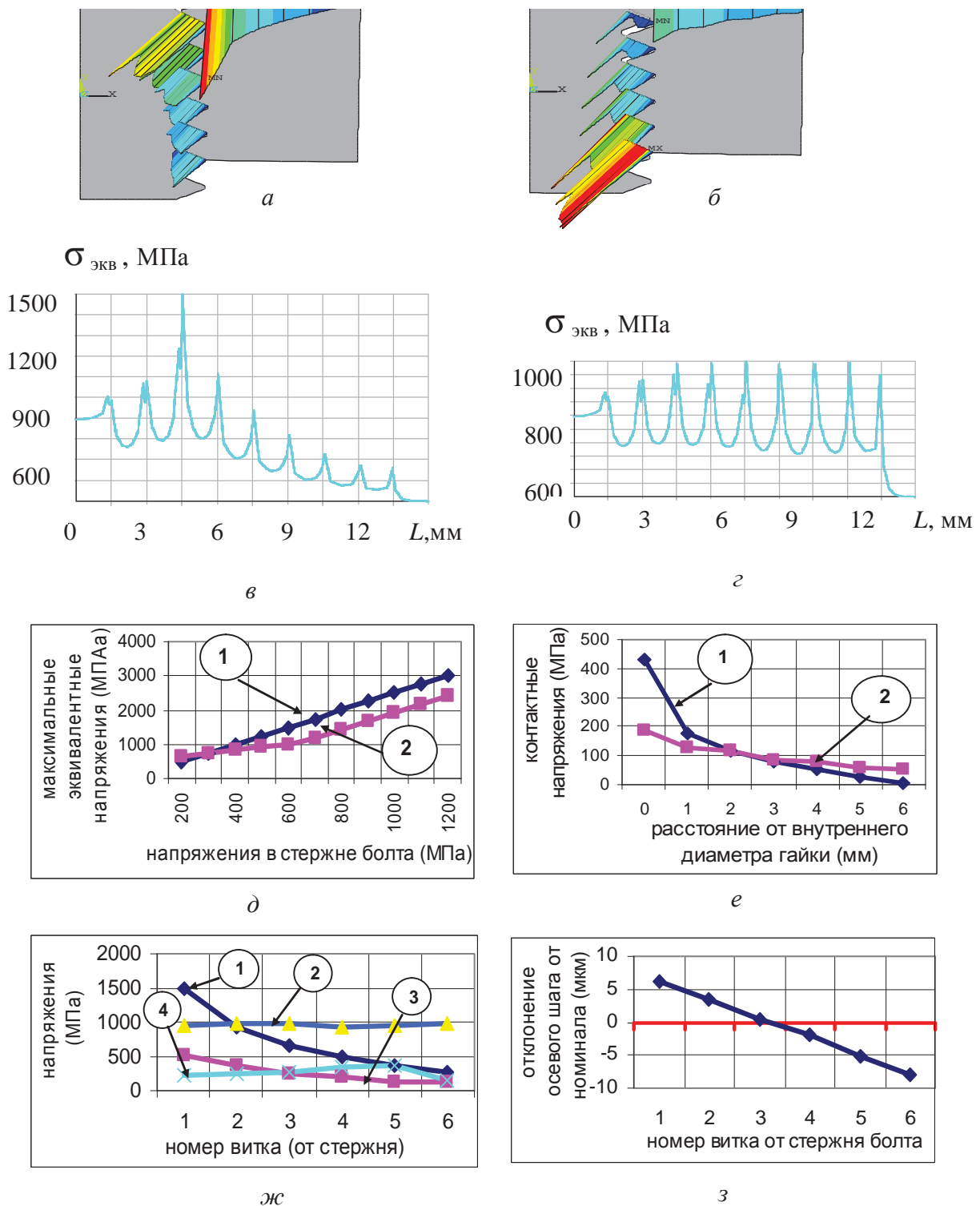


Рис. 2. Резьбовое соединение с шестью витками:

а, б – контактные напряжения по поверхностям витков точной и равнопрочной нарезки соответственно; в, г – эквивалентные напряжения по впадинам точной и равнопрочной нарезки соответственно; д – максимальные эквивалентные напряжения по впадинам точной (1) и равнопрочной (2) нарезки; е – контактные напряжения по торцу точно нарезанной (1) и равнопрочной (2) гайки; ж - максимальные эквивалентные напряжения по виткам резьбы: 1 – стержень соединения с точными (равными) шагами; 2 – стержень с шагами равнопрочной резьбы; 3 – гайка с точными (равными) шагами; 4 – гайка с шагами равнопрочной резьбы; з – отклонения осевых шагов от номинала для равнопрочной резьбы при усилии на болт 2 кН

Этого можно добиться как раз за счет неравномерного распределения усилия по виткам по высоте резьбовой части. В наиболее напряженных местах – во впадинах витков, по образующей впадин витков стержня, где суммируются напряжения растяжения в стержне с изгибными напряжениями витков, эквивалентные напряжения, например по Мизесу, максимальные. Так как напряжения растяжения в элементах стержня к концу резьбового соединения уменьшаются, то для поддержания равнопрочности витков необходимо относительно увеличивать составляющие напряжений от изгиба витков. Мы попытались подобрать такие отклонения шагов в контактах витков, чтобы максимальные эквивалентные напряжения по всем виткам были одинаковыми. Таким образом, резьба будет равнопрочной по всей контактной высоте резьбового соединения. Технологически лучше всего это можно сделать за счет изменения шагов витков в гайке. На графике рис. 2, з приведены значения отклонений от номинала осевых шагов для равнопрочной резьбы М10 при статическом усилии на болт 20 кН. Значения их, начиная от первого витка гайки, следующие: + 6,23; +3,4; +0,5; -2,0; -5,1; -7,85 мкм. Как видно по графику, значения эти близки к линейным, что технологически легко может быть реализовано на практике.

На рис.2, а, б показано распределение контактных усилий по виткам соответственно для случая точно изготовленной (с одинаковыми шагами) резьбы и для равнопрочной резьбы при принятой статической нагрузке на болт 20кН. Видно, что для случая точной нарезки максимальное усилие приходится на первый виток, а для случая равнопрочной резьбы, наоборот, максимальное усилие приходится на последний виток.

На рис. 2, в, г показано изменение эквивалентных напряжений по образующей цилиндра впадин витков соответственно для точно изготовленной нарезки и для равнопрочной резьбы. Видно, что в равнопрочной резьбе за счет регулируемой разношагово-

сти можно снизить максимальные эквивалентные напряжения на 50% по сравнению с точно изготовленной (с одинаковыми шагами) резьбой.

На рис. 2, д для принятого варианта разношаговости витков показано изменение максимальных эквивалентных напряжений при различных значениях напряжений (усилий) в болте. Видно, что в определенном диапазоне нагрузок на болт в равнопрочной резьбе напряжения почти не зависят от нагрузки. Можно полагать, что в этом случае при изменении переменных составляющих внешней нагрузки переменные напряжения в витках будут изменяться незначительно, что приведет дополнительно к еще большему увеличению усталостной прочности равнопрочного резьбового соединения. Кроме того, как это видно на графике рис.2, е, контактные напряжения по торцу гайки в равнопрочной резьбе распределяются более равномерно по радиусу, что должно увеличивать сопротивление гайки самоотвинчиванию в условиях вибраций изделий с равнопрочной резьбой. На рис. 2, ж для сравнения приведены распределения значений эквивалентных напряжений по виткам стержня и гайки для точно изготовленной резьбы и равнопрочной.

Таким образом, в нашем исследовании показано, что в равнопрочной резьбе за счет регулируемой разношаговости можно снизить максимальные напряжения на 50% по сравнению с точно изготовленной (с одинаковыми шагами) резьбой. В такой резьбе отклонение шагов близко к линейному, что облегчает ее изготовление. В диапазоне нагрузок, при которых подбиралась разношаговость, прочность резьбы почти не зависит от величины самой внешней нагрузки, что дополнительно повышает её усталостную прочность. И ещё при равнопрочной резьбе контактные напряжения по торцу гайки распределяются более равномерно по радиусу, что также должно увеличивать сопротивление гайки самоотвинчиванию в условиях вибраций изделий.

THREAD PRODUCTION ACCURACY IMPACT ON FORCES DISTRIBUTION IN THREAD AND FULL-STRENGTH THREAD

© 2011 M. I. Kurushin, A. M. Kurushin, A. V. Suslin

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

Not only difference of deformation of bolt rod (tension) and nut (compression) but non-uniform in height radial extension of nut and compression of thread part of the rod, nut body twisting in radial plane and above all irregular pitch due to production irregular has an impact on force distribution in thread. It should not strive for a precise production of thread with uniform pitch but on the contrary, due to control irregular thread pitch full-strength of thread can be reach. Our numerical investigation shows, that using of control irregular thread pitch can decrease maximal stresses by 50% in comparison with precisely produced thread.

Thread joint, load distribution in thread, production accuracy; thread joints strength, irregular pitch, full-strength.

Информация об авторах

Курушин Михаил Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел. (846) 336-98-52. Область научных интересов: динамика и механика соединений и элементов конструкции машин.

Курушин Александр Михайлович, инженер кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел. (846) 336-98-52. Область научных интересов: динамика и механика соединений и элементов конструкции машин.

Суслин Алексей Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел. (846) Область научных интересов: динамика и механика соединений и элементов конструкции машин.

Kurushin Michail Ivanovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 336-98-52. Area of research: Thread joint, load distribution in thread, production accuracy.

Kurushin Alexander Michailovich, ingener, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area of research: Thread joint, load distribution in thread, production accuracy.

Suslin Aleksey Vasiljevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 336-98-52. Area of research: Thread joint, load distribution in thread, production accuracy.

ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОГО КПД ТУРБОВАЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА И ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ РАБОЧЕГО ТЕЛА

© 2011 М. А. Соколов, В. С. Кузьмичев, В. В. Кулагин, И. Н. Крупенич, А. Ю. Ткаченко

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

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

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

Преобразование тепла в работу в газотурбинных двигателях, работающих по циклу Брайтона, сопровождается большими потерями, которые зависят от параметров цикла (гл.5 [1], [2]) и достигают 60...70% и более.

Одним из направлений совершенствования цикла и повышения эффективного КПД ГТД является утилизация тепла выхлопных газов с помощью теплообменника (рис. 1). Такой теплообменник называют рекуператором (лат. recuperate – получить снова) или регенератором (лат. regenerate – восстановить). Применение регенерации на двигателе с высокими параметрами цикла, как будет показано, ведёт за собой и необходимость промежуточного охлаждения рабочего тела. На рис. 2 показана схема взаимодействия узлов такого двигателя на примере трёхвального ТВаД со свободной турбиной и двухвальным газогенератором.

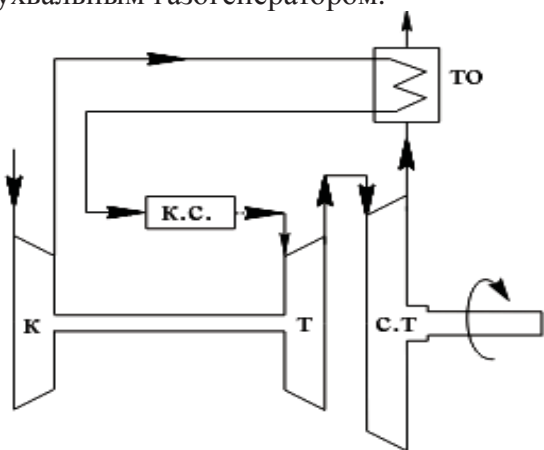


Рис. 1. Схема ТВаД с регенерацией тепла выхлопных газов: то – теплообменник

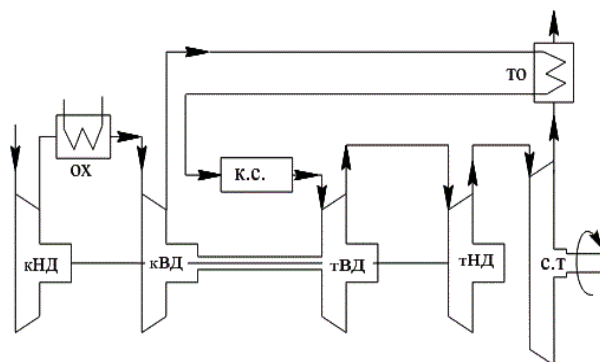


Рис. 2. Схема ТВаД с промежуточным охлаждением и с регенерацией тепла: ох - охладитель

За основу для исследования закономерностей влияния регенерации и промежуточного охлаждения на эффективный КПД взят массив из 30 турбовальных двигателей со свободной турбиной ($T_{г}^* = 1200 \dots 2200 \text{ К}$, $\pi_{к\Sigma}^* = p_k^* / p_v^* = 10 \dots 50$), рассчитанных на основе НК-36СТ. Реализованные на этом двигателе КПД узлов, коэффициенты потерь, относительные отборы воздуха на охлаждение узлов и некоторые другие коэффициенты приняты одинаковыми для указанного массива двигателей. В случае регенерации и промежуточного охлаждения добавлялись, кроме того, потери полного давления в проточной части коммуникаций, связанных с теплообменником (по 3 % в «холодной» и «горячей» коммуникациях). Изменение $\pi_{к\Sigma}^*$ осуществлялось за счёт изменения $\pi_{кНД}^*$ при постоянном произведении $\pi_{кСД}^* \cdot \pi_{кВД}^* = 10$, как и на исходном двигателе.

Результаты расчёта исходного массива двигателей

С повышением температуры T_r^* от 1200 до 2000К эффективный КПД, как видно из рис. 3, увеличивается практически от нуля до $\eta_e=50\%$ (при $\pi_{к\Sigma}^*=50$) или от 20 до 35% (при $\pi_{к\Sigma}^*=10$). Функция $\eta_e=f(T_r^*)$ весьма нелинейна: наибольший прирост КПД имеет место до $T_r^*=1400\text{К}$, а после 1400К (при $\pi_{к\Sigma}^*=10$) прирост КПД незначительный. А для $\pi_{к\Sigma}^*=50$ наибольший прирост в диапазоне от 1200 до 1600К. Далее прирост снижается практически до нуля при $T_r^* > 2000\text{К}$.

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

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

На рис. 4 приведена разность температур газа за турбиной и за компрессором ($T_r^* - T_k^*$). В общем случае она изменяется от 700К (при $\pi_{к\Sigma}^*=10$ и $T_r^*=2200$) до отрицательной величины (- (минус) 500К при $\pi_{к\Sigma}^*=40...50$ и $T_r^*=1000\text{К}$). Горизонтальной штрихпунктирной линией отмечена граница, которой соответствует прирост эффективного КПД от введения регенерации, примерно равный 3%. Все модификации, которые располагаются ниже этой линии, будем считать неэффективными.

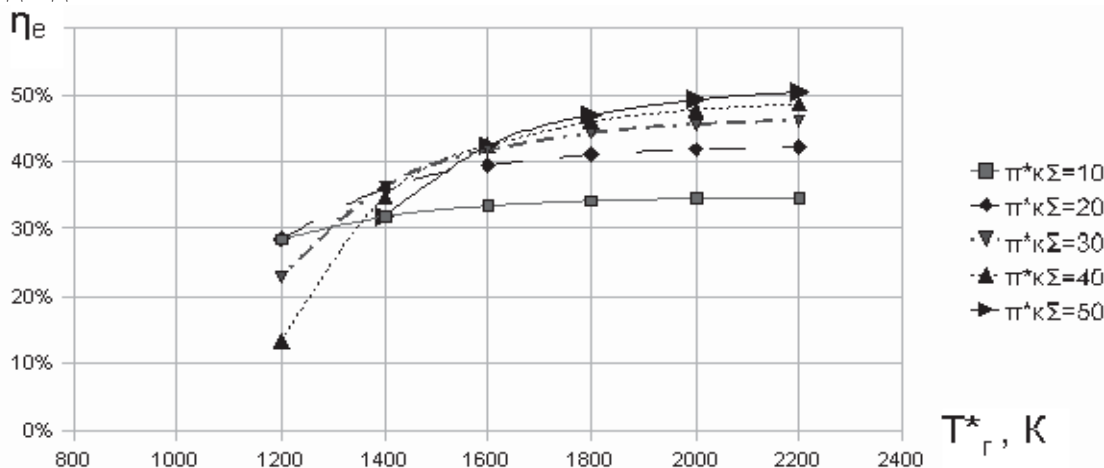


Рис. 3. Эффективный КПД как функция T_r^* и $\pi_{к\Sigma}^*$

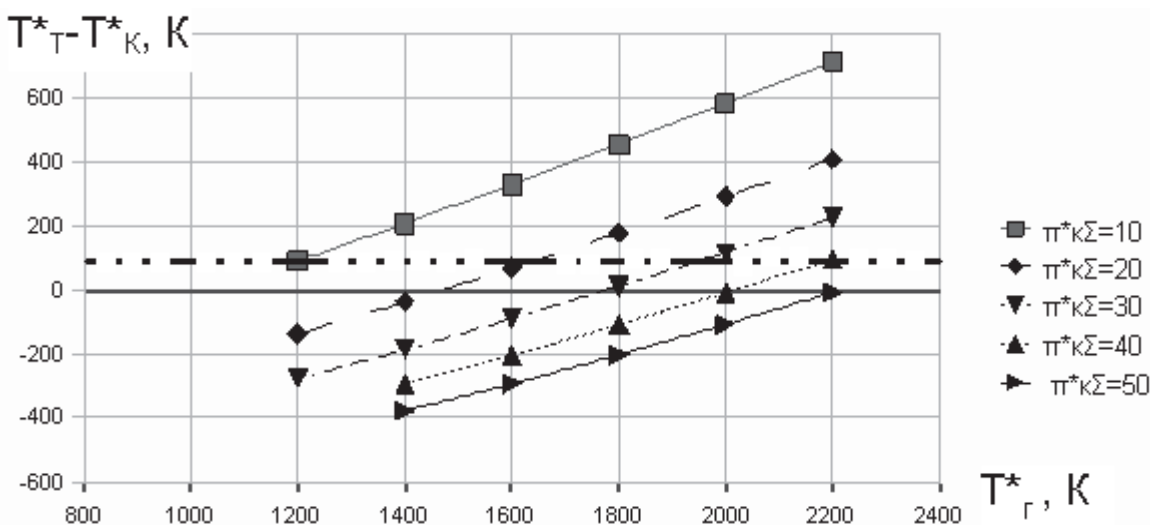


Рис. 4. Температура за компрессором как функция T_r^* и $\pi_{к\Sigma}^*$

В данной работе были рассчитаны и проанализированы зависимости $\eta_e=f(T_r^*,$

$\pi_{к\Sigma}^*$) для 6 типов массивов двигателей, включая исходный массив и 5 его модификаций (табл. 1): два варианта установки регенератора (после свободной турбины и до нее) и, кроме того, для каждого из них два варианта установки охлаждения (с охлаждением перед КВД и с охлаждением перед КСД). Результаты расчёта двигателя с регенератором, установленным за газогенератором, и с охлаждением перед КСД здесь не приведены. Рассчитывались и массивы двигателей с охлаждением рабочего тела, но без регенерации тепла: результаты их здесь также не приведены, так как они практически не оказывают влияния на полученные закономерности изменения эффективного КПД.

Таблица 1. Массивы двигателей

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

Результаты расчёта того же массива двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов

Регенерация тепла, как следует из рис. 5, принципиально изменяет характер влияния степени повышения давления на эффективный КПД: с увеличением $\pi_{к\Sigma}^*$ он не повышается (как было показано для исходного массива на рис. 3), а снижается (в основном диапазоне температур: например, при $T_{г}^*=1450$ К и увеличении $\pi_{к\Sigma}^*$ от 10 до 50 эффективный КПД снижается вдвое (от 40 до 20%)). Это объясняется снижением располагаемой разности температур ($T_{г}^*-T_{к}^*$), которая оказывает ключевое значение на эффективность регенерации тепла. Чем выше $\pi_{к\Sigma}^*$ и ниже температура $T_{г}^*$, тем меньше располагаемая разность ($T_{г}^*-T_{к}^*$). Она снижается до нуля и становится даже отрицательной при $\pi_{к\Sigma}^*=20, 30, 40$ и 50 и соответственно $T_{г}^*<1400, 1800, 2000, 2200$ (рис. 4). Во всех этих случаях регенерация, понятно, не имеет смысла.

Таким образом, на эффективность двигателя с регенерацией тепла при снижении $\pi_{к\Sigma}^*$ оказывают противоположное влияние два фактора: эффективный КПД исходного двигателя (без регенерации) снижается (рис. 3), а эффективность собственно регенерации $\Delta\eta_e$ значительно повышается (рис. 6).

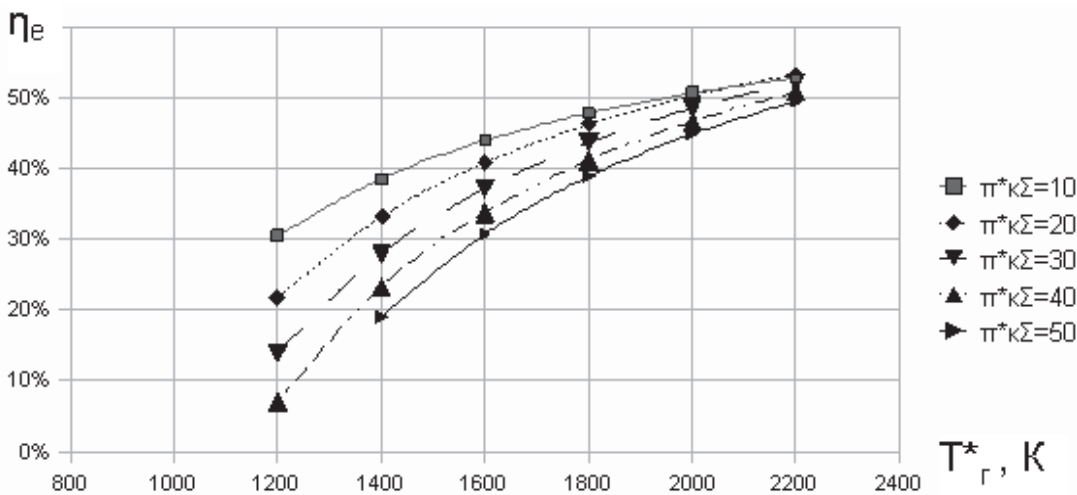


Рис. 5. Эффективный КПД двигателей с регенерацией выхлопных газов как функция $T_{г}^*$ и $\pi_{к\Sigma}^*$

Поэтому оптимальная степень повышения давления $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ на двигателе с регенерацией тепла (рис. 7) значительно меньше её значения на двигателе без регенерации ([1, рис. 5.12]) при одной и той же температуре газа. Как видно из представленного рисунка, оптимальная

степень повышения давления на двигателе с регенерацией тепла, при которой обеспечивается максимальное значение эффективного КПД, равна 5, 7 и 12 соответственно при $T_{\Gamma}^*=1000, 1400$ и 2000K , что в 5...10 раз меньше, чем на двигателе без регенерации.

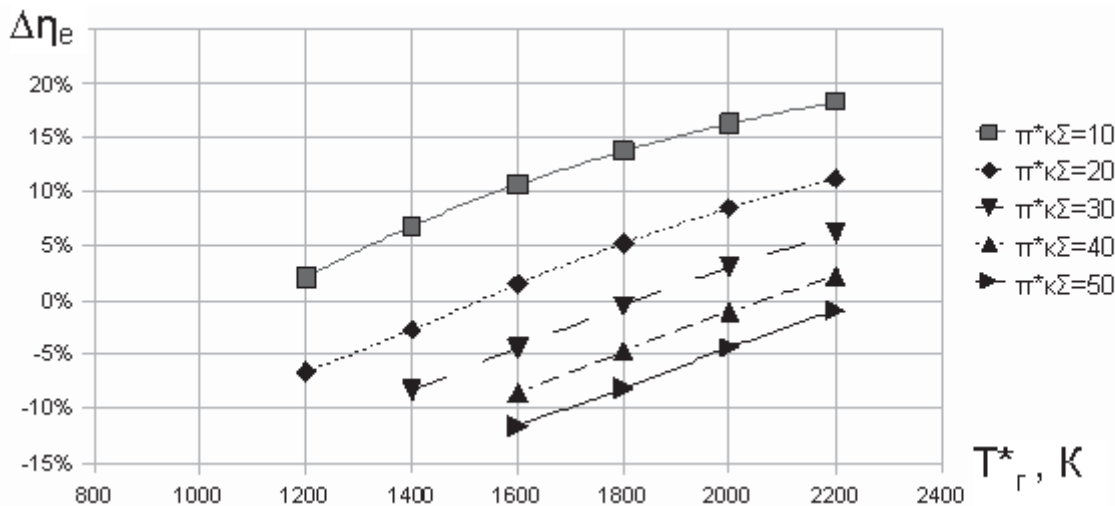


Рис. 6. Разность между эффективными КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и без неё

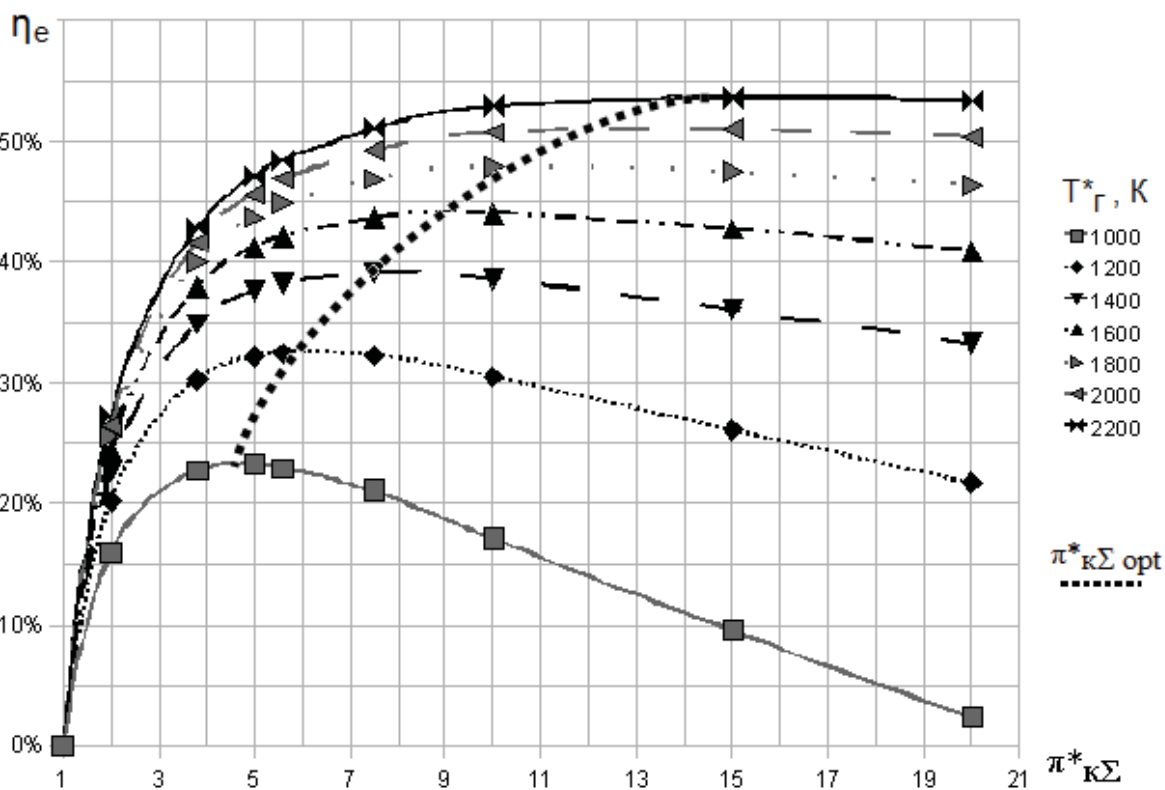


Рис. 7. Эффективный КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов как функция T_{Γ}^* и $\pi_{\kappa\Sigma}^*$

Важно подчеркнуть, что за счёт регенерации тепла выхлопных газов можно получить высокий эффективный КПД

($\eta_e=40..45\%$) ТВаД с низкой степенью повышения давления в компрессоре ($\pi_{\kappa\Sigma}^*\approx 10$), но при достаточно высокой

температуре газа перед турбиной ($T_{г^*}=1400...1700\text{K}$). На двигателе без регенерации тепла такие КПД могут быть получены только при весьма высоких параметрах цикла ($\pi^*_\Sigma=30...40$ и $T_{г^*}=1600...1800\text{K}$).

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

Результаты расчётов приведены на рис. 8 - 10.

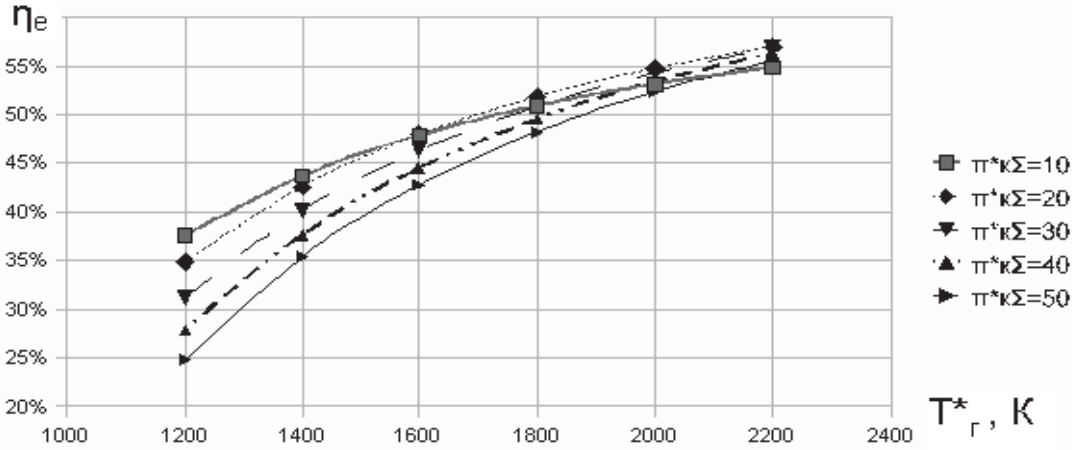


Рис. 8. Эффективный КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД

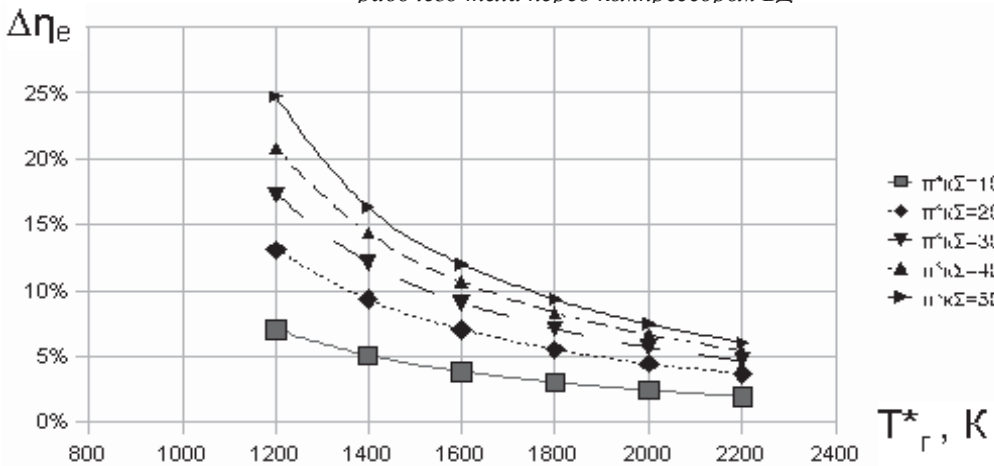


Рис. 9. Изменение эффективного КПД двигателей, обусловленное совместным влиянием регенерации тепла выхлопных газов и охлаждения рабочего тела перед компрессором ВД

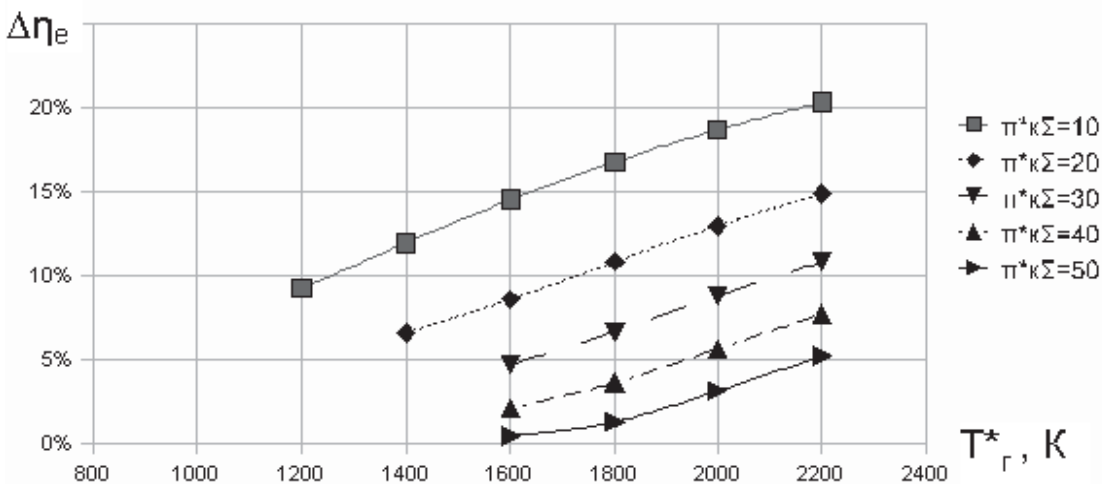


Рис. 10. Изменение эффективного КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов под влиянием охлаждения рабочего тела перед компрессором ВД

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

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

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

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

Как показано в предыдущем разделе, промежуточное охлаждение рабочего тела в процессе его сжатия в компрессоре ведёт к увеличению эффективного КПД двигателя. Естественно, возникает вопрос о выборе места охлаждения: перед каскадом компрессора ВД или СД. Результаты расчётов представлены на рис. 11 и 12.

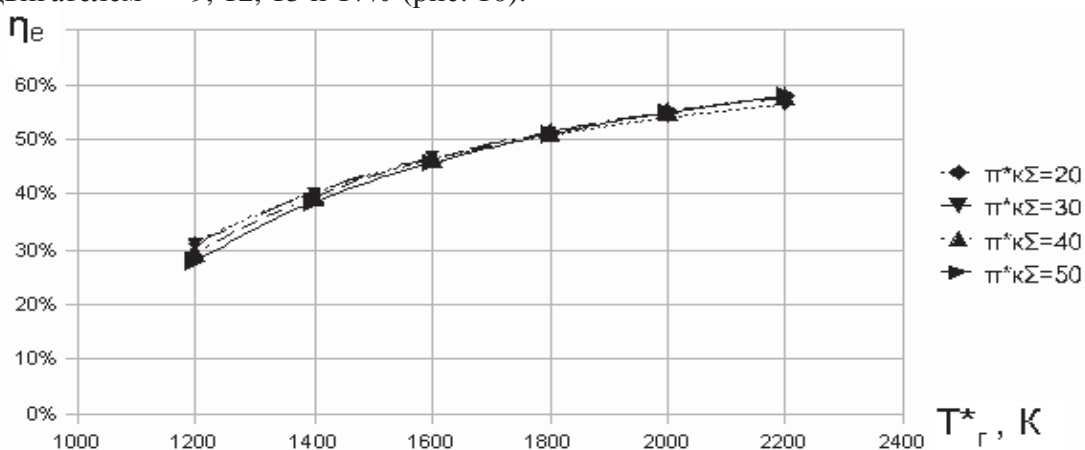


Рис. 11. Эффективный КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед компрессором СД

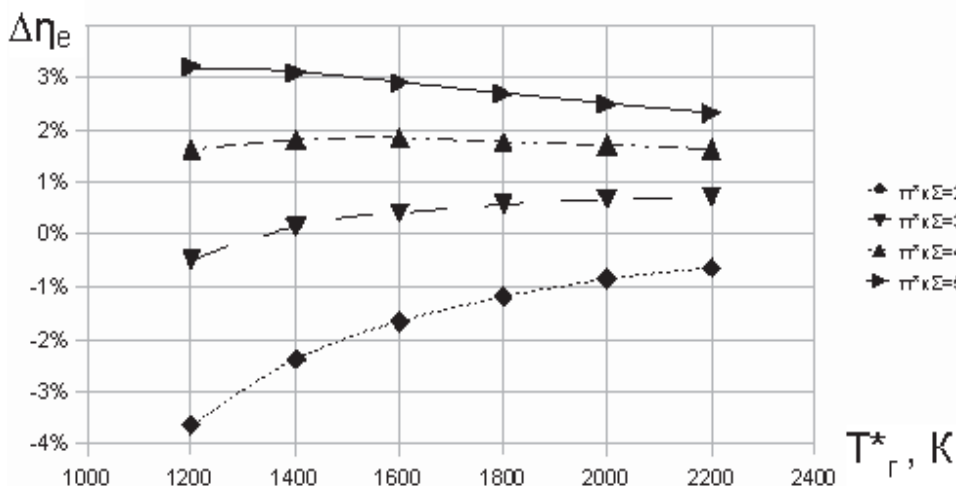


Рис. 12. Изменение КПД двигателя с регенерацией тепла при переносе охлаждения из канала перед КВД в канал перед КСД

При низких $\pi^*_{к\Sigma}$, как следует из рис. 12, эффективный КПД в большинстве случаев снижается на 1...4%, что объясняется снижением величины охлаждения воздуха от $T^*_{кНД}$ до принятого значения температуры воздуха после охлаждения $T^*_{всд}=300$ К (по сравнению с её снижением от $T^*_{кСД}$). При высоких $\pi^*_{к\Sigma}=40...50$ он повысился на 2...3%, что, однако, не представляет большого интереса.

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

Результаты расчёта с такой перестановкой регенератора приведены на рис. 13, 14 и 15.

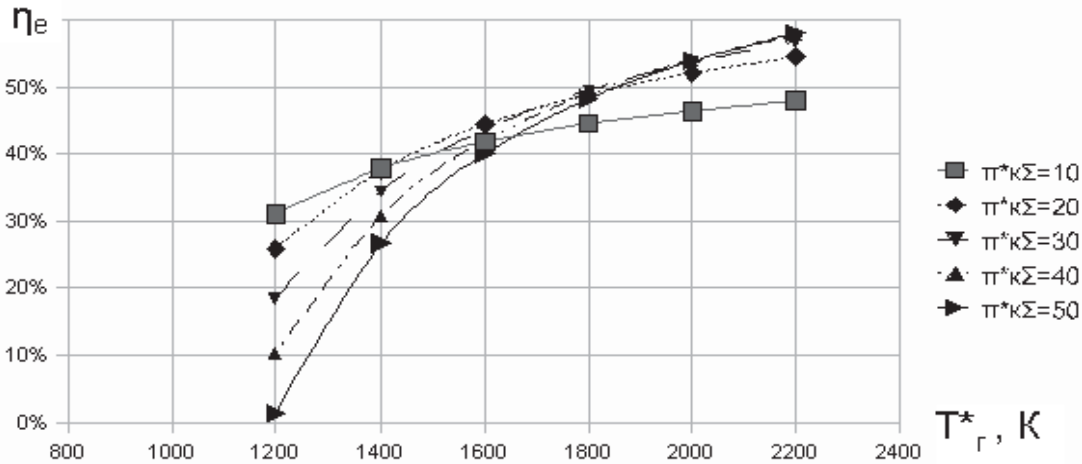


Рис. 13. Эффективный КПД двигателей с регенератором, установленным за газогенератором

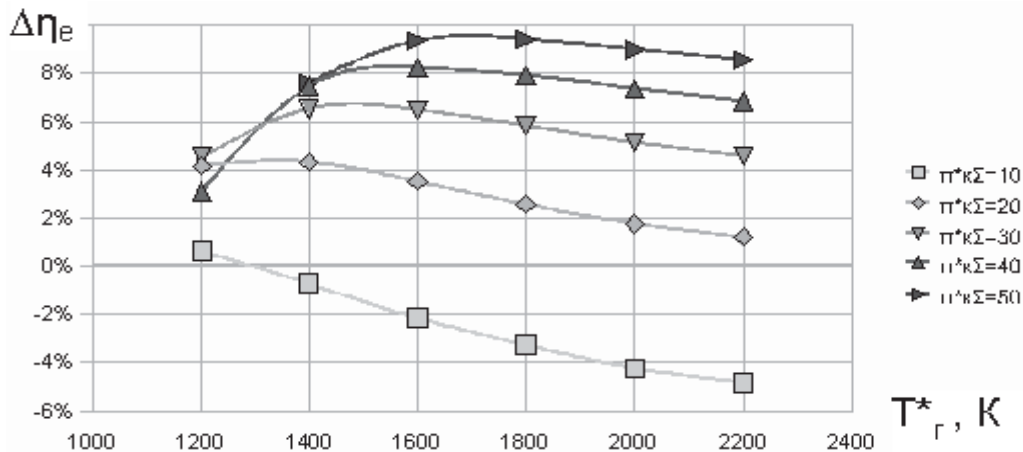


Рис. 14. Влияние перестановки регенератора (за газогенератор) на эффективный КПД двигателей

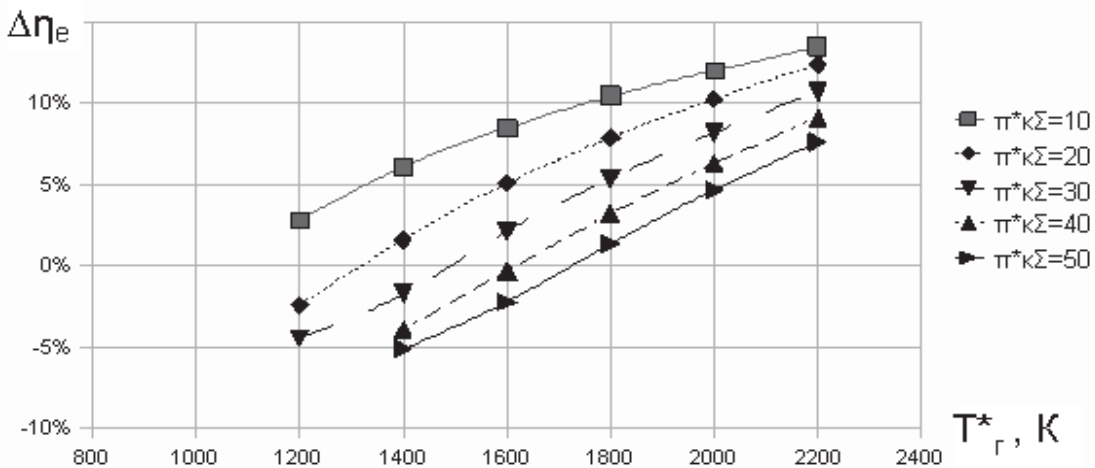


Рис. 15. Разность между эффективным КПД двигателя с регенератором, установленным за газогенератором, и исходного двигателя

Как показано выше, регенерация тепла выхлопных газов становится невозможной в широком диапазоне параметров цикла, где разность температур рабочего тела за свободной турбиной и компрессором ($T_{г*} - T_{к*}$) становится отрицательной (см. рис. 4). Существенно большая величина этой разницы и соответственно более значительный подогрев воздуха за компрессором обеспечивается, если установить регенератор за газогенератором (за турбиной НД — перед свободной турбиной).

Перестановка регенератора на двигателе с высокими параметрами цикла ведёт, как и следовало ожидать, к увеличению эффективного КПД. Он увеличивается на 6; 8; 9 % при, соответственно, $\pi_{к\Sigma}^* = 30; 40$ и 50 и $T_{г*} = 1400; 1600$ и 1800 К (рис. 14), но при низких $\pi_{к\Sigma}^*$ (порядка 10) эффективный КПД снижается при тех же температурах газа на 1...3%, что объясняется более значительным влиянием уменьшения удельной мощности свободной турбины из-за уменьшения температуры газа перед ней в условиях низкого значения $\pi_{св.т.}^*$.

Выводы

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

2. Промежуточное охлаждение рабочего тела перед компрессором ВД (дополнительно к регенерации) позволит повысить эффективный КПД ещё на 5...3% соответственно при температурах $T_{г*} = 1400..1700$ К и $\pi_{к\Sigma}^* \approx 10$.

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

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

Библиографический список

1. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. В 3 кн. Кн.1: /В.В. Кулагин.- 2-е изд. - Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн.2. Основы теории ГТД. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. М.: Машиностроение, 2003. - 615 с.

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

3. Формирование математической модели двигателя-прототипа и проектный расчет ГТД с использованием автоматизированной системы расчета и анализа (АСТРА ПР) [Электронный ресурс]: учеб. пособие / В.В. Кулагин, В.С. Кузьмичев, С.К. Бочкарев [и др.] – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2006. - 76 с.

PRELIMINARY STUDY OF PRINCIPLES OF EFFECTIVE EFFICIENCY CHANGE OF TURBOSHAFT ENGINES OF VARIOUS SCHEMES WITH HEAT RECOVERY AND INTERMEDIATE COOLING OF WORKING MEDIUM

© 2011 M. A. Sokolov, V. S. Kuzmichev, V. V. Kulagin, I. N. Krupenich, A. Y. Tkachenko

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

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

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

Информация об авторах

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

ТЕОРИЯ ФОРМАЛИЗОВАННОГО ОПИСАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ СБОРКИ АГРЕГАТОВ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

© 2011 Ф. В. Гречников, С. Ф. Тлустенко

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

Предложена методика проектирования и синтеза последовательностей операторов преобразования сборочно-монтажного пространства. Механические связи между собираемыми элементами конструкции моделируются согласно схеме пространственной взаимосвязи сборочных единиц конструкции, начальных и граничных условий. Рассмотрены методы синтеза структур из номенклатуры сборочных элементов изделия, представленных на количественном и качественном уровне матрицами состояний согласно общему графу сборки агрегата. Топология соединений описывается методами аналитической геометрии, теории расписаний и др., а также матриц перемещений и технологическими операторами, описывающими на каждом переходе движение как изменение вектора состояний системы.

Сборочные операции, оператор, преобразование, точность, контур, структура, алгоритм, базы, матрицы, модели.

Технологические процессы (ТП) агрегатной сборки в авиационном производстве формально представляются как некоторая последовательность дискретных задач, каждой из которых соответствуют конкретные алгоритмы. Принципы построения их имеют сходную методику, но в зависимости от уровня иерархии в конструктивном представлении самолета имеют различную сущность по содержанию. Это информационная база в электронно-цифровом виде, например по изделию в целом представляется как эталон – макет летательного аппарата, непосредственно ТП, а дискретно – подготовка производства, ресурсно-материальные потоки, в них потенциал трудовых ресурсов, качество процессов, состояние системы и др.

Модель системы ТП в виде графа позволяет ввести индексные функции показателей производственных переходов в виде связей по дугам графа $f_i(x_{i,j})$, которые могут иметь достаточно сложный вид. Функции задаются аналитически или алгоритмически.

Для процессов преобразований сборочного пространства при выполнении ТП операции представляются как n -шаговый процесс реализации решений с операторами переходов $A_i = f(s_{i-1}, u_j) = x_{i-1} + u_j = x_i$. Результат перехода определяется функцией

$$f_i(s_{i-1}, u_j) = f_i\{x_{i-1}, x_i(u_j)\}.$$

Так как установившиеся ТП являются детерминированными только по задаваемым программам управления и производственной и конструкторско-технологической документации, то необходимо пооперационные этапы обеспечивать управляемыми процессами анализа ситуации, принятия решений и формирования команд в информационной системе для стабилизации устойчивости производства. В зависимости от условий сборки в целом решения могут выработываться по математическим моделям линейного, достаточно универсального и отработанного, и динамического программирования. Освоение ТП связано в большей степени с динамическим программированием, позволяющим свести поставленную сложную задачу со многими переменными ко многим задачам с малым числом переменных. При этом существенно ускоряется процесс принятия решения при сокращении объема вычислений. Одним из эффективных методов динамического программирования для сборочных процессов является метод рекуррентных соотношений на основе принципа оптимальности Р. Беллмана, согласно которому каковы бы ни были начальные состояния на любом шаге и управление, выбранное на этом шаге, последующие управления должны определяться как оптимальные относительно со-

стояния, к которому придет система в конце данного i -го шага. При этом гарантируется, что управление, выбранное на любом шаге, не локально лучшее, а лучшее с точки зрения процесса в целом. Функция дискретного перехода соответствует содержанию задачи и адекватному переходу в системе автоматизированного проектирования технологических процессов (САПР ТП) сборки.

Распечатки карт технологических процессов являются исходной информацией в таких условиях, где непрерывный управляемый процесс представляется как дискретный по переходам и операциям. Проблема заключается в правильном выборе и постановке задачи оптимизации для обеспечения требуемого решения и его достаточной точности.

Так как общий граф сборочного пространства является его моделью, то в областях допустимых вариаций параметров топологических схем взаимосвязанных процессов применимо рекуррентное уравнение Беллмана:

$$F_{i-1}(x_{i-1}) = \max \left\{ \begin{array}{l} f_i(x_{i-1}, x_i(u_j)) + \\ + F_i(x_i(u_j)) \end{array} \right\}, i=1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

где F – функция качества перехода и $F_n(x_n) = 0$.

Для обеспечения процесса шаговой оптимизации ТП вводим ограничения на множество допустимых путей переходов состояний в виде дуг графа как множества решений соответствующих задач. Узлы, сгруппированные по уровням, соответствующим шагам переходов, образуют множества x_0, x_1, \dots, x_N , где x_0 и x_N содержат по одному узлу. Параметры дуг рассчитываются по специальным алгоритмам для исследуемых множеств.

Такой подход является одним из эффективных путей решения задачи проектирования конкретной производственной деятельности при представлении сборки в виде модели как ориентированного графа.

В рамках решения этой задачи выбора оптимального по ряду критериев проекта ТП в работе рассматриваются выбор, оценка и синтез последовательности операторов преобразования сборочно-монтажного пространства.

Сложная задача сборки, монтажа узлов, агрегатов, систем оборудования летательных аппаратов подразумевает использование достаточно большого количества операций с ограниченным набором инструмента и оснастки, которые должны быть не независимыми, а объединенными иерархически: некоторый оператор отражает факт принадлежности компонентов, рассматриваемых в задаче, конкурентному множеству, например множеству реальных элементов узла сборки, монтажа; другие операторы свидетельствуют о разбиении этого множества компонентов на подмножества, например подсборки, функциональные модули, каждые из которых могут, в свою очередь, распадаться на подподмножества, о чем должны свидетельствовать операторы следующего более глубокого уровня; третьи описывают переход технологической системы из одного состояния в другое и т.д. Однако сколько бы уровней рассмотрения ситуации не понадобилось при решении поставленной задачи, отражения ее компонентов в виде высказываний, моделей и т.д., в конечном счете сводят семантику этих высказываний как содержательную интерпретацию моделей к констатации наличия определенных физических свойств у узла, агрегата, системы, а также выбора процесса сборки.

В задачах проектирования ТС необходимо совместить аналитическую взаимосвязь между параметрами уравнения и параметрами решения, одновременно с этим выразить эту взаимосвязь в виде алгоритма управляющих воздействий на системы разного рода. Таким образом, можно совместить в параметрическом виде исходное уравнение и его решение, получив параметрическую структуру, изменение которой с течением времени анализируется для получения оптимального параметрического пространства решений, в котором выбираются устойчивые состояния ТП.

Рассмотрим параметрические формы $a_1(A_1, A_2, t)$ и $a_2(A_3, A_4, t)$, описывающие состояния ТС:

$$\begin{aligned} w_b^*(t) &= A_1 + A_2 w_b^{*2}(t); \\ w^*(t) &= A_3 - A_4 w^{*2}(t), \end{aligned} \quad (2)$$

где w_b^* - динамика выполнения операции; w^* - динамика подготовки производства для выполнения операции; A_1 - параметр ресурсов; A_2 - параметр эффективности; A_3 - параметр, характеризующий индекс качества операции; A_4 - параметр, характеризующий неустойчивость по некоторому критерию операции (фактор рисков). Уравнение, описывающее состояние ТС, представляет частный случай уравнения Риккати, которое в первом приближении решается в квадратурах, причем считаем, что $w(t)$ и $w_b(t)$ - наблюдаемые фазовые координаты соответствующих векторов состояний в начале или в конце фиксированного промежутка времени наблюдений за группой $a_1(A_1, A_2, t)$, $a_2(A_3, A_4, t)$.

В качестве достаточных приближений значений для $w(t)$ и $w_b(t)$ в детерминированных условиях процесса выбираем:

$$w_b^*(t) = tg(\sqrt{A_1 A_2 t}) \frac{\sqrt{A_1}}{\sqrt{A_2}}, \quad (3)$$

$$w^*(t) = th(\sqrt{A_3 A_4 t}) \frac{\sqrt{A_3}}{\sqrt{A_4}}. \quad (4)$$

Решения уравнений (1)-(2), полученные для $w_b(t)$ и $w(t)$, удовлетворяют аналогичным уравнениям в определённой метрике t .

Однако формы решения могут свидетельствовать о неучтённых факторах при описании состояния ТС, влияющих на неустойчивую природу взаимодействия учитываемых факторов. Тогда получаемые решения в виде нелинейных неустойчивых кривых, которые имеют особые точки, можно отнести к интервальным системам решений задач оптимизации ТП в дискретных сборочных пространствах. Это может быть связано с изменением маршрутов или содержания процессов сборки, вследствие чего вводятся дополнительные связи между компонентами производства агрегатов.

При более точных условиях измерения фазовых координат $w_b(t)$ и $w(t)$ в этом случае исходные уравнения имеют вид

$$w_b^*(t) = A_1 + A_2 w_b^2(t) + A_5 \sin[w_b(t)t + \phi_{b0}] \mathcal{G}^*(t) + A_5 \cos[w_b(t)t + \phi_{b0}] \mathcal{B}^*(t); \quad (5)$$

$$w^*(t) = A_8 + A_4 w^{*2}(t) - w_b^{*2}(t) A_6 + A_7 \sin[w^*(t)t + \phi_{b0}] \mathcal{G}^*(t) - A_7 \cos[w^*(t)t + \phi_{b0}] \mathcal{B}^*(t), \quad (6)$$

где $\mathcal{G}^*(t)$ - функция, учитывающая характер поставки материалов и комплектующих, изменения конструкторско-технологической информации и др., полученная после подстановки $w_b^*(t)$ и $w^*(t)$ в уравнение, описывающее характер колебаний по α ; $\mathcal{B}^*(t)$ - функция, характеризующая поставки для последующих процессов сборки при установленной их ритмичности, получаемая после подстановки $w_b^*(t)$ и $w^*(t)$ в уравнение динамики колебаний по β ; A_5 - параметр, характеризующий устойчивость операции при межцеховых колебаниях объёмов и номенклатуры поставок материалов и комплектующих; A_6 - параметр, характеризующий степень освоения в цехе указанных сборочных процессов; A_7 - параметр, учитывающий возможные переналадки и переустройства рабочих мест исполнителей; ϕ_{b0} - начальная фаза сезонных изменений.

Сгруппировав слагаемые ряда в уравнениях (5)-(6) по степеням $t: t, t^3, \dots$, получаем несколько уровней классификации состояния системы ТП. Получение решения в виде ряда по степеням t определяет, какие параметры влияют на форму кривых $w_b(t)$ и $w(t)$, одновременно формируя управляющее воздействие для получения нужных форм $w_b(t)$ и $w(t)$. Форма фазовой координаты $w_b(t)$ в данном случае является искомой для текущего фазового пространства состояний сборочных позиций.

Процессы оптимизации ТС определяют производственную стратегию сборочных процессов. В инвариантной ТС итерациональный процесс поиска экстремума связан с заданием соответствующих начальных условий в дифференциальных соотношениях, выражающих баланс основных процессов, причем параметрически изоморфных. Параметрический изоморфизм ведет к новым классификациям и описанию конечномерных представлений. Получаем дискретные

функции состояния ТС разложением в ряд базовой целевой функции по базисным векторам, причем коэффициенты разложения являются собственными значениями линейного оператора $(\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n)$, которым соответствуют вероятностные представления, рассчитываемые как плотности вероятностей такого состояния. Изображение оригинала заданной вероятности в комплексной области рассчитывается как

$$\frac{s!}{(p + \lambda)^{n+1}}, \quad (7)$$

где s - количество факторов и их выборочных значений в распределениях-композициях; p - комплексная величина; λ - параметр-статистика, выражающий собственные значения линейных операторов, которые при преобразованиях технологического пространства сборки определяют инвариантность тензоров и тензорных функций относительно ортогональных преобразований.

Ортогональные тензоры $Q: E \xrightarrow{\lambda} E$ осуществляют повороты и зеркальные отображения (рис.1), при этом они сохраняют длины векторов, углы между ними и переводят один ортонормированный базис в другой. Определим понятие инвариантности тензора $A: E \xrightarrow{\lambda} E$ относительно ортогонального тензора $Q: E \xrightarrow{\lambda} E$.

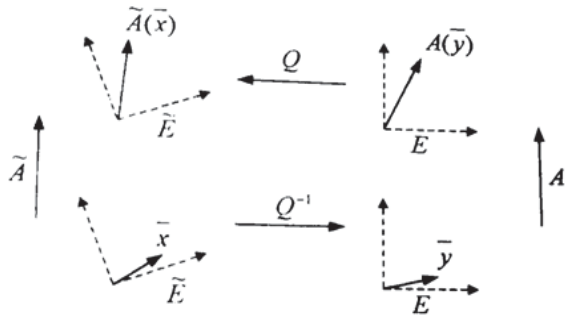


Рис. 1 Преобразования технологического пространства сборки

Определение 1. Тензор A называется инвариантным относительно тензора Q , если A удовлетворяет равенству

$$A = Q \circ A \circ Q^{-1}. \quad (8)$$

Уточним геометрический смысл этого понятия. Пусть Q – ортогональный тензор, осуществляющий поворот любого вектора в пространстве E ($\dim E=3$) на заданный угол

вокруг оси, ортогональной плоскости чертежа (рис.1).

Воспользуемся для наглядности искусственным построением: несмотря на то что Q действует из пространства E в пространство E , будем считать, что Q действует из пространства E в пространство \tilde{E} и «забудем» на время, что $E=\tilde{E}$. \tilde{E} – «повернутое» пространство, в которое оператор $Q: E \xrightarrow{\lambda} \tilde{E}$ переводит пространство E . Обратный оператор $Q^{-1}: \tilde{E} \xrightarrow{\lambda} E$ возвращает пространство \tilde{E} в исходное. Пусть на пространстве E задан тензор $A: E \xrightarrow{\lambda} E$. Найдем в «повернутом» пространстве \tilde{E} такой тензор $\tilde{A}: \tilde{E} \xrightarrow{\lambda} \tilde{E}$, который оказывал бы на любой вектор $\bar{x} \in \tilde{E}$ такое же действие, которое оказывает тензор A на прообраз вектора \bar{x} (т.е. на вектор $\bar{y} = Q^{-1}(\bar{x})$) в пространстве E . Искомый тензор \tilde{A} должен удовлетворять равенству

$\forall \bar{x} \in \tilde{E} \quad \tilde{A}(\bar{x}) = Q(A(\bar{y})) = Q(A(Q^{-1}(\bar{x})))$, которое эквивалентно тензорному равенству

$$\tilde{A} = Q \circ A \circ Q^{-1}.$$

Отождествим векторные пространства E и \tilde{E} (они в действительности неразличимы), в результате (3') переходит в (3). Рис.1 демонстрирует геометрический смысл понятия инвариантности тензора относительно ортогонального преобразования. Ортогональный тензор Q , относительно которого тензор A инвариантен, принято называть симметрией тензора A . Понятие инвариантности тензора A относительно ортогонального тензора Q обобщается и на тензорные функции.

Определение 2. Отображение $F: \mathcal{L}(E) \rightarrow \mathcal{L}(E)$ (называемое также тензорной функцией) инвариантно относительно ортогонального тензора $Q \in \mathcal{L}(E)$, если оно удовлетворяет равенству

$$\forall A \in \mathcal{L}(E),$$

$$Q \circ F(A) \circ Q^{-1} = F(Q \circ A \circ Q^{-1}).$$

Определение 3. Отображение $F: \mathcal{L}(E) \rightarrow \mathcal{L}(E)$ инвариантно, если оно инвариантно относительно любого ортогонального тензора $Q \in \mathcal{L}(E)$, т.е. для любого ортогонального $Q \in \mathcal{L}(E)$, для $\forall A \in \mathcal{L}(E)$

$$Q \circ F(A) \circ Q^{-1} = F(Q \circ A \circ Q^{-1}). \quad (9)$$

Требование инвариантности отображения является настолько жестким, что в ряде случаев оно позволяет сразу выписать явный вид инвариантного отображения. Далее показано, что любое инвариантное отображение F симметричных тензоров $S \in \mathfrak{f}(E)$, $\dim E=3$ может быть представлено в виде

$$F(S) = \alpha I + \beta S + \gamma S^2,$$

причем от F не требуется ни линейности, ни возможности представления в виде ранга по степеням S . При анализе инвариантных отображений удобна следующая лемма:

Лемма 1. Если пространство E раскладывается в прямую сумму $E = E_1 \oplus E_2 \oplus \dots \oplus E_k$ попарно ортогональных подпространств, каждое из которых инвариантно относительно тензора A , и если отображение $F: \mathfrak{f}(E) \rightarrow \mathfrak{f}(E)$ инвариантно, то подпространства E_1, \dots, E_k инвариантны и относительно тензора $F(A)$.

Доказательство. Нетрудно видеть, что лемму достаточно доказать для двух взаимно ортогональных инвариантных относительно A подпространств E_1, E_2 таких, что $E = E_1 \oplus E_2$.

Зададим два невырожденных отображения $Q_1: E \rightarrow E$ и $Q_2: E \rightarrow E$:

$$Q_1 = \begin{Bmatrix} -I \text{ на } E_1 \\ I \text{ на } E_2 \end{Bmatrix} \Rightarrow Q_1^{-1} = Q_1 \text{ на } E, \quad (10)$$

$$Q_{22} = \begin{Bmatrix} -I \text{ на } E_1 \\ I \text{ на } E_2 \end{Bmatrix} \Rightarrow Q_2^{-1} = Q_2 \text{ на } E. \quad (11)$$

Легко проверить, что они являются ортогональными. (Например, достаточно убедиться в выполнении необходимого и достаточного условия ортогональности $Q \cdot Q^* = I$). Из ортогональности отображения следует его линейность, таким образом, отображения Q_1, Q_2 - ортогональные тензоры. Воспользуемся инвариантностью F относительно любого ортогонального тензора, в частности, относительно ортогонального тензора $Q_1 = I_0$, и докажем инвариантность подпространства E_1 относительно тензора $F(A)$.

Инвариантность подпространства E_1 относительно тензора A и равенство $E = E_1 \oplus E_2$ позволяют записать

$$\forall \bar{x} \in E_1 \quad A(\bar{x}) \in E_1 \quad F(A)(\bar{x}) = \bar{y} + \bar{z} \quad (12)$$

$$\bar{y} \in E_1, \quad \bar{z} \in E_2.$$

Инвариантность отображения F относительно Q_1 приводит к равенству

$$\forall A \quad Q_1 \circ F(A) \circ Q_1^{-1} = F(Q_1 \circ A \circ Q_1^{-1}). \quad (13)$$

Найдем значения левой и правой частей (13) для произвольного вектора $\bar{x} \in E_1: \forall \bar{x} \in E_1:$

$$Q_1 \circ F(A) \circ Q_1^{-1}(\bar{x}) = Q_1 \circ F(A)(-\bar{x}_1) = -Q_1(\bar{y} + \bar{z}) = \bar{y} - \bar{z}. \quad (14)$$

Чтобы найти значение правой части (13) от $\bar{x} \in E_1$, заметим, что тензоры $A|_{E_1}$ и

$$(Q \circ A \circ Q^{-1})|_{E_1},$$

индуцированные на инвариантном относительно тензора A и относительно тензора $(Q_1 \circ A \circ Q_1^{-1})$ подпространстве E_1 , это позволяет записать $\forall \bar{x} \in E_1$

$$F(Q_1 \circ A \circ Q_1^{-1})(\bar{x}) = F(A)(\bar{x}) = \bar{y} + \bar{z}. \quad (15)$$

Из равенств (13)-(15) следует соотношение $\bar{y} - \bar{z} = \bar{y} + \bar{z}$ ($\bar{y} \in E_1, \bar{z} \in E_2$), которое возможно только при $\bar{z} = \bar{0}$, что равносильно утверждению $\forall \bar{x} \in E_1 F(A)(\bar{x}) = \bar{y} \in E_1$, доказывающему инвариантность подпространства E_1 относительно тензора $F(A)$. Аналогично с помощью ортогонального тензора Q_2 (11) доказывается инвариантность подпространства E_2 относительно тензора $F(A)$.

Далее нас будут интересовать инвариантные отображения симметричных тензоров. Один из признаков симметричности тензора формулируется следующим образом.

Утверждение 1 (о симметричных тензорах). Тензор $S: E \xrightarrow{\mathfrak{L}} E$ симметричен тогда и только тогда, когда существует ортонормированный базис пространства E , состоящий из собственных векторов S .

Лемма 1 и это утверждение позволяют для любого симметричного тензора S достаточно просто доказать симметричность тензора $F(S)$ и его соосность с тензором S для любого инвариантного отображения F .

Определение 4. Симметричный тензор $A \in \mathfrak{f}(E)$ соосен симметричному тензору $B \in \mathfrak{f}(E)$, если любой собственный вектор

тензора B является и собственным вектором тензора A .

Замечание. Отношение соосности не является симметричным, т.е. из того, что тензор A соосен тензору B , еще не следует, что тензор B соосен тензору A . Например, единичный тензор в соответствии с опр.4 соосен любому симметричному тензору, обратное, очевидно, неверно.

Утверждение 2 (о соосности тензора $F(S)$ тензору S). Для любого симметричного тензора S и для любого инвариантного отображения $F: \mathfrak{L}(E) \rightarrow \mathfrak{L}(E)$ тензор $F(S)$ симметричен и соосен с тензором S .

Доказательство. Ограничимся случаем трехмерного пространства ($\dim E=3$). Пусть S – симметричный тензор. По утв.1 существует базис $(\bar{n}_1, \bar{n}_2, \bar{n}_3)$ пространства E , состоящий из единичных собственных векторов тензора S . Подпространства E_1, E_2, E_3 , натянутые на векторы $(\bar{n}_1, \bar{n}_2, \bar{n}_3)$ соответственно, как известно, инвариантны относительно S и, кроме того, попарно ортогональны и одномерны, это позволяет представить E в виде их прямой суммы:

$$E = E_1 \oplus E_2 \oplus E_3.$$

Из леммы 1 следует, что подпространства E_1, E_2, E_3 для инвариантного отображения F также инвариантны относительно тензора $F(S)$, а это означает, что векторы $(\bar{n}_1, \bar{n}_2, \bar{n}_3)$ – собственные векторы тензора $F(S)$, действительно

$$\begin{aligned} \bar{n}_k \in E_k \Rightarrow F(S)(\bar{n}_k) = \bar{y} \in E_k \Rightarrow \\ \Rightarrow F(S)(\bar{n}_k) = \beta_k \bar{n}_k. \end{aligned} \quad (16)$$

Таким образом, для тензора $F(S)$ найден ортонормированный базис $(\bar{n}_1, \bar{n}_2, \bar{n}_3)$ пространства E , состоящий из собственных векторов $F(S)$, следовательно (утв.1), тензор $F(S)$ симметричен. Докажем соосность симметричного тензора $F(S)$ симметричному тензору S . Для этого в соответствии с определением 3 достаточно доказать, что любой собственный вектор \bar{u} тензора S будет и собственным вектором тензора $F(S)$. Пусть L – линейная оболочка вектора \bar{u} , т.е. одномерное подпространство, натянутое на вектор \bar{u} . Обозначим L^* – ортогональное дополнение к L . Легко показать, что из того, что S – симметричный тензор, следует, что подпространство L^* инвариантно относи-

тельно S , очевидно). Лемма 1 позволяет утверждать, что подпространства L и L^* инвариантны также и относительно тензора $F(S)$. Поскольку подпространство L по построению одномерно, то (см.(16)) $\bar{u} \in L \rightarrow F(S)(\bar{u}) = \beta \bar{u}$, т.е. \bar{u} – собственный вектор и тензора $F(S)$, что доказывает соосность тензора $F(S)$ тензору S . Доказанного утв.2 практически достаточно, чтобы выписать явное выражение тензора $F(S)$ через тензор S при сделанных предположениях. Особенно просто это в случае линейного отображения F .

Разложение произвольного тензора $A \in \mathfrak{L}(E)$ по диадному базису (§10 п.2) имеет вид

$$A = \sum_k \sum_m a_{km} \bar{i}_k \otimes \bar{i}_m. \quad (17)$$

a_{km} – коэффициенты матрицы тензора A в произвольном ортонормированном базисе $(\bar{i}_1, \bar{i}_2, \bar{i}_3)$ пространства E . Для симметричного тензора S можно выбрать ортонормированный базис, состоящий из собственных векторов S , в котором только три коэффициента в разложении (17) ненулевые. Действительно, для симметричного тензора S существует ортонормированный базис $(\bar{n}_1, \bar{n}_2, \bar{n}_3)$ из собственных векторов S , матрица тензора S в этом базисе диагональна, что приводит к следующему представлению этого тензора:

$$S = \lambda_1 \bar{n}_1 \otimes \bar{n}_1 + \lambda_2 \bar{n}_2 \otimes \bar{n}_2 + \lambda_3 \bar{n}_3 \otimes \bar{n}_3. \quad (18)$$

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – собственные числа S , среди которых могут быть равные. Тензор $F(S)$ соосен с тензором S согласно утверждению 2, следовательно, тензор $F(S)$ имеет диагональную матрицу в базисе $(\bar{n}_1, \bar{n}_2, \bar{n}_3)$ и для него возможно разложение по тем же трем диадам:

$$F(S) = \alpha_1 \bar{n}_1 \otimes \bar{n}_1 + \alpha_2 \bar{n}_2 \otimes \bar{n}_2 + \alpha_3 \bar{n}_3 \otimes \bar{n}_3 \quad (19)$$

В дальнейшем используется утверждение, представляющее и самостоятельный интерес.

Утверждение 3 (об ортогональном преобразовании диады).

$\forall \bar{a}, \bar{b} \in E, \dim E = 3, \forall$ ортогонального тензора $Q \in \mathfrak{L}(E)$

$$Q \circ \bar{a} \otimes \bar{b} \circ Q^{-1} = Q(\bar{a}) \otimes Q(\bar{b}). \quad (20)$$

Доказательство. $\forall \bar{x} \in E$
 $(Q \circ \bar{a} \otimes \bar{b} \circ Q^{-1})(\bar{x}) = (Q \circ \bar{a} \otimes \bar{b})(Q^{-1}(\bar{x})) =$
 $= Q(\bar{a}(b \cdot Q^{-1}(\bar{x}))).$

Учтем, что число, равное скалярному произведению $\bar{b} \cdot Q^{-1}(\bar{x})$, можно представить в виде

$$\bar{b} \cdot Q^{-1}(\bar{x}) = b \cdot Q^*(\bar{x}) = Q(\bar{b}) \cdot \bar{x}.$$

Так как тензор Q ортогональный, следовательно, $Q^{-1} = Q^*$. Используя это представление, получим равенство $\forall \bar{x} \in E$
 $(Q \circ \bar{a} \otimes \bar{b} \circ Q^{-1})(\bar{x}) = Q(\bar{a}(Q(\bar{b}) \cdot \bar{x})) =$
 $= (Q(\bar{a}) \otimes Q(\bar{b}))(\bar{x}),$

доказывающее утверждение 3.

Метод, с помощью которого в исчислении последовательности операторов преобразования возможно решать эти задачи высших порядков в рамках логики первого порядка, состоит во введении функциональных аргументов в предикаты, соответствующие операциям сборки с увеличением сложности сборочной единицы, добавляя, например, третью компоненту в двухместный предикат P для нового аргумента, называемого переменной состояния:

$$P(x, y) \rightarrow P(x, y, s). \quad (21)$$

В общем случае n -местный предикат P заменяется на $n+1$ - местный, всегда оставляя последнее место для последующей переменной состояния s , ассоциированной с этим предикатом P . Содержательно это за-

ключается в том, что в некотором абстрактном сборочно-монтажном пространстве переменная состояния может принимать значения $s_1, s_2, s_3 \dots s_{10} \dots s_N$. Эти состояния характеризуют определенную реализацию связей в узле, которая приводит к реализации сборок компонент с новыми свойствами, к возникновению последующей структуры сборок. При этом повышается устойчивость складывающихся взаимодействий между компонентами и дискретными сборками этих компонент. Таким образом, происходит процесс связывания компонентов в узлы и далее в более сложные устойчивые сборки, модули, свойства которых согласованы с электронной моделью некоторого агрегата или системы.

Библиографический список

1. Коротнев, Г.И. Топологические и тензорные методы описания производства летательных аппаратов [Текст] / Г.И. Коротнев - М.: Полет.- 2003. - №4. - С. 17-23.
2. Ульянов, М.В. Ресурсно-эффективные компьютерные алгоритмы. Разработка и анализ. [Текст] / М.В. Ульянов - М.: Физматлит, 2008. - 304с.
3. Лазарсон, Э.В. Теория и методы решения многовариантных неформализованных задач выбора [Текст]: монография. - Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2008, 270 с.

THEORY REPRESENTATIONS MATHEMATICAL MODELS AND SEQUENCES OF PERFORMANCE OF TECHNOLOGICAL OPERATORS OF ASSEMBLAGE OF PLANES

©2011 F. V. Grechnikov, S. F. Tlustenko

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

Mechanical communications between collected elements of a design of the flying machine are modelled according to the scheme of spatial interrelation of assembly units of a design and initial, boundary conditions. The description of character of movement of an element of a product at assemblage is represented at quantitative level of a trajectory matrixes of conditions agrees the general count of assemblage of a product. Trajectories of movings are described by methods of analytical geometry and matrixes of movings, and also the operators, describing movement as vector size.

The operator, transformation, logic level, a contour, structure, interaction, bases.

Информация об авторах

Гречников Федор Васильевич, член - корреспондент Российской академии наук, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой обработки металлов давлением, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел: (846) 267-43-02. Область научных интересов: обработка металлов давлением.

Тлустенко Станислав Федотович, кандидат технических наук, доцент кафедры обработки металлов давлением, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел: (846) 267-46-01, 8-927-731-58-12. E-mail: titan250@mail.ru. Область научных интересов: обработка металлов давлением, сборка авиационных конструкций.

Grechnikov Fedor Vasilievich, term correlation of Sciences, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Metal Forming, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-43-02. Area of research: metal forming.

Tlustenko Stanislav Fedotovich, Candidate of Technical Science, Associate professor of metal forming, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-46-01, 8-927-731-58-12. E-mail: titan250@mail.ru. Area of research: metal forming, assembly of aircraft structures.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СБОРКИ ПО КРИТЕРИЯМ ТОЧНОСТИ

©2011 Ф. В. Гречников, С. Ф. Тлустенко

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

Исследование сборочных операций на некотором множестве допустимых вариантов исполнения в статье проводится в виде постановки задачи выбора оптимальной модели и структуры технологической системы сборки агрегата с обеспечением точности сборки и установлением допустимых схем компоновок технологических переходов.

Размерные связи, сборка агрегата, математическая модель, операторы, пространство сборки, компоненты, точность.

Одним из эффективных способов повышения качества сборочных операций при техническом обосновании размерных связей является теоретическое обоснование пространственной взаимосвязи элементов сборочной единицы. Размерная связь между ними характеризуется параметрами геометрических контуров формы и положения, определяющими взаимное расположение в пространстве как отдельных контуров, так и самих элементов сборочной единицы. Для развития информационной базы системы автоматизированного проектирования размерных цепей предлагается расширить понятие исходной схемы в виде графа связанных размерных цепей, где граф размеров содержит не менее двух простых циклов. Каждому простому циклу, включающему в себя замыкающее звено размерной цепи, соответствует алгебраическое уравнение простой размерной цепи, а число уравнений при сложной структуре размерных связей равно числу простых циклов в графе размеров. В этом случае при фиксированном размере замыкающего звена размерной цепи остальные звенья образуют инварианты связанных размеров простых циклов в виде ребер графа $c_{ij}, K, j_n \Leftrightarrow 1$. Таким образом устанавливается органическая взаимосвязь между графом размеров и графом сопряжений элементов сборочной единицы. Граф размеров может быть истолкован как результат развертки графа сопряжений до уровня геометрических контуров, образующих элементы изделия, и наоборот, граф сопряжений может быть истолкован как свертка графа размеров. Образуется множество, состоящее из множества A элементов изделия и множеств

$F(a_i)$ геометрических контуров этого изделия, соединяемых размерами

$$A = (A, F(a_1), F(a_2), \dots, F(a_n)).$$

Затем строится блочная булева матрица (1):

$$[A \times A] = \begin{matrix} & A & F(a_1) & \dots & F(a_n) \\ \begin{matrix} A \\ F(a_1) \\ \dots \\ F(a_n) \end{matrix} \times & \begin{bmatrix} [A \times A] & [A \times F(a_1)] & \dots & F(a_n) \\ [F(a_1) \times A] & [F(a_1) \times F(a_1)] & \dots & [F(a_1) \times F(a_n)] \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ [F(a_n) \times A] & [F(a_n) \times F(a_1)] & \dots & [F(a_n) \times F(a_n)] \end{bmatrix} & \begin{matrix} A \\ F(a_1) \\ \dots \\ F(a_n) \end{matrix} \end{matrix}, \quad (1)$$

блоки которой имеют следующее содержание: $[A \times A]$ - матрица, соответствующая графу сопряжения $G = (A, C)$; $[A \times F(a_i)]$ - матрица, описывающая расчленение a_i на геометрические контуры $F(a_i)$; $[F(a_i) \times A]$ - матрица, описывающая вхождение геометрических контуров $F(a_i)$ в A ; $[F(a_i) \times F(a_j)]$ - матрица, соответствующая графу собственных размеров a_i ; $[F(a_i) \times F(a_j)]$ - матрица, соответствующая графу размерных связей контуров элементов a_i с контурами a_j , эта матрица характеризует несобственные размеры сопряжений a_i с a_j . В физическом смысле размеры сопряжений являются зазорами (или натягами) между сопрягаемыми поверхностями различных элементов. Очевидно, если величина зазора $|l_{(ij)}| \neq 0$, то

$$D_{i(j)}^\alpha = 1, \quad d_{i(j)}^\alpha = |l_{(ij)}|. \quad (2)$$

В графе размеров неизвестными являются несобственные размеры сопряжений и замыкающее звено размерной цепи.

При расчете сборочных размерных цепей могут решаться прямая и обратная задачи. При решении прямой задачи определяют номинальные размеры, допуски, коэффициенты середин полей допусков и предельные отклонения всех составляющих размерную цепь звеньев, исходя из установленных требований к замыкающему звену размерной цепи. При решении обратной задачи, исходя из значений номинальных размеров допусков, координат их середин, предельных отклонений составляющих звеньев, определяют те же характеристики замыкающего звена либо, при необходимости определить погрешность замыкающего звена, определяют поле рассеяния, координату его середины или границы отклонений замыкающего звена на основании аналогичных данных для составляющих звеньев.

Влияние размеров сопряжений на замыкающее звено размерной цепи зависит от структуры графа сопряжений и, как следствие, от структуры сборочной размерной цепи. Если граф сопряжений - линейный, а размерная цепь - простая, то размеры сопряжений не влияют на замыкающее звено размерной цепи, поскольку при соединении элементов конструкции зазоры в местах сопряжения становятся равными нулю. В этом случае расчет сборочной размерной цепи осуществляется известными методами. Так, плоские размерные цепи рассчитываются по ГОСТ 16320—80. Номинальный размер замыкающего звена размерной цепи вычисляют по формуле

$$L_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i L_i, \quad (3)$$

где L_i - номинальный размер i -ГО звена; ξ_i - передаточное отношение i -ГО звена размерной цепи.

В частности, для линейных размерных цепей с параллельными звеньями $\xi_i = 1$ для увеличивающих и $\xi_i = -1$ для уменьшающих составляющих звеньев.

Допуск на величину замыкающего звена δ_{Δ} вычисляют по формулам:

- при расчете по методу максимума-минимума

$$\delta_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| \delta_i, \quad (4)$$

где δ_i - допуск на величину i -ГО звена;

- при расчете по вероятностному методу

$$\delta_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \delta_i^2}. \quad (5)$$

Коэффициент риска t_{Δ} выбирают из таблиц значений функции Лапласа $\Phi(t)$ в зависимости от принятого риска P ; так, при нормальном законе распределения и $P = 0,27\%$ $t_{\Delta} = 3$; коэффициент λ_i^2 при нормальном законе распределения равен $1/9$.

Поле рассеяния замыкающего звена ω_{Δ} вычисляют по формулам:

- при расчете по методу максимума-минимума

$$\omega_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| \omega_i, \quad (6)$$

где ω_i - поле рассеяния i -ГО звена;

- при вероятностном методе расчета

$$\omega_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \omega_i^2}. \quad (7)$$

Если граф сопряжений - нелинейный, а размерная цепь - связанная, то при соединении элементов конструкции некоторые зазоры станут равными нулю, а другие могут сохраниться или превратиться в натяги. В этом случае размеры сопряжений будут влиять на замыкающее звено размерной цепи, и тогда число неизвестных величин, включая замыкающее звено размерной цепи, будет больше числа уравнений, соответствующих простым циклам и графу размеров. Размерные связи не могут быть определены обычными методами решения размерных цепей, и решение осуществляется на основе анализа пространственной взаимосвязи элементов связанной системы тел. Отклонение реальной поверхности (линии, точки) тела от номинального положения представляют как поступательное перемещение в соответствующем направлении. Граничная поверхность (линия, точка) тела, за которой свободное пространство простирается в положительном направлении, называется увеличивающим элементом этого тела. Погрешности рассчитываем следующим образом. Пусть тела a_i, a_j сопряжены по нескольким поверхностям $F_i, F_j, F_i''-F_j''$ и допуски на отклонения сопрягаемых поверхностей от номинального значения заданы в виде наибольших и наи-

меньших допустимых, отклонений $\delta_{i^*}^{+\alpha}, \delta_{i^*}^{-\alpha}, \delta_{j^*}^{+\alpha}, \delta_{j^*}^{-\alpha}, i^* = i', i'', \dots, j^* = j', j'' \dots$

Размеры сопряжений вида $l_{i^*(j^*)}$ являются зазорами между сопрягаемыми поверхностями a_i, a_j , зависимость между зазорами определяется по формуле (6). Поскольку тела a_i, a_j сопряжены, наименьший зазор между ними равен нулю:

$$D_{i^*(j^*)}^{\alpha} = 0, d_{i^*(j^*)}^{\alpha} = \left| l_{i^*(j^*)} \right|_{\min} = 0. \quad (8)$$

Если $i^* = i', i'', \dots$ - индексы увеличивающих, а $j^* = j', j'', \dots$ (9) - индексы уменьшающих элементов тел a_i, a_j , то при выполнении условия (10) наибольшее отклонение j -го элемента тела a_j относительно i -го элемента тела a_i можно вычислить по формуле

$$\delta_{i(j)}^{+\alpha} = \left(\delta_{i^*}^{+\alpha} + \delta_{j^*}^{-\alpha} \right)_{\max}, \quad (10)$$

а зазоры между сопрягаемыми поверхностями - по формуле

$$\left| l_{i(j)} \right| = \left(\delta_{i^*}^{+\alpha} + \delta_{j^*}^{-\alpha} \right)_{\max} - \left(\delta_{i'}^{+\alpha} + \delta_{j'}^{-\alpha} \right). \quad (11)$$

Наименьшее отклонение вычисляют по формуле

$$\delta_{i(j)}^{-\alpha} = \left(\delta_{i^*}^{-\alpha} + \delta_{j^*}^{+\alpha} \right)_{\min}; \quad (12)$$

зазоры между сопрягаемыми поверхностями при этом определяют по формуле

$$\left| l_{i(j)} \right| = \left(\delta_{i'}^{-\alpha} + \delta_{j'}^{+\alpha} \right) - \left(\delta_{i^*}^{-\alpha} + \delta_{j^*}^{+\alpha} \right)_{\min}. \quad (13)$$

При сложной структуре размерных связей между элементами F_i, F_j тел a_i, a_j в графе размеров может существовать несколько цепей. В соответствии с уравнением (13) предельные отклонения $\delta_{i(j)}^{+\alpha}$ и $\delta_{i(j)}^{-\alpha}$ по каждой J -й простой цепи определяют по формулам

$$\left(\delta_{i(j)}^{+\alpha} \right)_J = \sum_{i^*}^m \delta_{i^*}^{+\alpha} + \sum_{j^*}^k \delta_{j^*}^{-\alpha}; \quad (14)$$

$$\left(\delta_{i(j)}^{-\alpha} \right)_J = \sum_{i^*}^m \delta_{i^*}^{-\alpha} + \sum_{j^*}^k \delta_{j^*}^{+\alpha}. \quad (15)$$

Здесь $i^* = i_1, i_2, \dots, i_m$ и $j^* = j_1, j_2, \dots, j_k$ - вершины J -й цепи, причем i^* - индексы увеличивающих, а j^* - уменьшающих элементов, независимо от того, каким телам принадлежат эти элементы.

Если в графе размеров между вершинами a_i и a_j существует несколько простых

цепей, то в соответствии с уравнениями (8), (9) и (11):

$$\delta_{i(j)}^{+\alpha} = \left(\delta_{i(j)}^{+\alpha} \right)_{J_{\max}}; \quad (16)$$

$$\delta_{i(j)}^{-\alpha} = \left(\delta_{i(j)}^{-\alpha} \right)_{J_{\min}}. \quad (17)$$

Связанную сборочную размерную цепь, в которой число неизвестных звеньев превышает число входящих простых цепей, рассчитывают поэтапно. Каждый этап соответствует установке очередного элемента a_i собираемого изделия; все ранее установленные элементы обозначаются единым символом a_j . В этом случае число неизвестных в размерной цепи равно числу зазоров между сопрягаемыми поверхностями a_i и a_j плюс неизвестная погрешность замыкающего звена. Поскольку минимальный зазор при сопряжении a_i и a_j равен нулю, то число неизвестных уменьшается на единицу и общее число неизвестных оказывается равным числу алгебраических уравнений размерной цепи, что позволяет поэтапно вычислить все размеры, вплоть до замыкающего звена размерной цепи, и однозначно задавать размерные связи элементов конструкции агрегата.

В свою очередь, такой процесс характеризуется определенными состояниями, которые связываются посредством различных операторов. Тогда этот процесс может быть формализован в виде графа, в котором состояния $s_1, s_2, s_3, \dots, s_{10}, \dots, s_N$ связаны операторами $F_1, F_2, F_3, \dots, F_N$. Оператор F_1 означает переход из состояния s_1 в s_2 в результате действия оператора F_1 .

Такой подход позволяет автоматизировать действия по вычислению последовательности операторов преобразования, так как эти операторы отображают преобразование исходного состояния узлов в последующее состояние. Результаты применения таких операторов можно подставлять на место переменной состояния, аналогично подстановке простой переменной. Например, $P(x, m)$ вместо $P(x, m)$. Уточним теоретические аспекты представлений и преобразований сборочных пространств.

Для этого определим порядок исчисления количества и последовательности операторов преобразования в требуемом системно-функциональном пространстве сборки в виде

$$R = (P_i, F_j, S_k, \alpha_m, A_n). \quad (18)$$

Установим логико-математическую взаимосвязь множества предикатов P , множества операторов F , множества состояний S , системы аксиом α и множества объектов сборки A . Детальное содержание каждого отдельного символа в (2) принимаем из условия, что отображения $F_z, 1, z$, являются линейными (гомоморфизмами) для всех x, y, ε, R^n . Также применение линейного оператора F_k к вектору \bar{x} дает образ $\bar{y} = \overline{F(x)}$ вектора \bar{x} , то есть отображение линейного пространства R^n в аналогичное R^m . Можно доказать, что каждому оператору \overline{F} в некотором базисе пространства R^n соответствует матрица \overline{F} оператора \overline{F} в базисе $\{\overline{e_k}\}$, формула пересчета $\overline{y} = \overline{F(x)} = \overline{x}$.

Предикаты обладают тем свойством, что, приписав значения переменным x, y, \dots из соответствующих областей определения, мы получаем в вариантах соединений однозначные логические высказывания. При этом выражения могут быть только истинными во всех формализмах исчисления предикатов первого порядка. Операторы переводят состояния в состояния, а аксиомы α представляют систему аксиом специального вида. Аксиомы преобразования сборочно-монтажного пространства – это не произвольные, правильно построенные формулы исчисления предикатов, а формулы одного из двух типов. Один тип аксиом таков:

$$P_R(x, S_1) \cdot (P(x_1, S_1) = S_2) \Rightarrow Q(x, S_2), \quad (19)$$

где $P, Q \in P, F \in F, S_1, S_2 \in S$.

Эти аксиомы могут быть записаны в более общей форме. Однако можно считать, что эти аксиомы имеют следующий смысл: для того чтобы применить оператор F в ситуации S_1 , прежде всего необходимо, чтобы выполнялось условие P , т.е. это начальное требование для применимости оператора F . Теперь, после применения оператора F , полученное состояние характеризуется предикатом Q . Под буквами P и Q в приведенных записях мы будем иметь в виду, что эти символы обозначают подмножество множества предикатов P . Так например, начальное условие P может быть длинной конъюнкцией предикатов $P = P_1, P_2 \dots P_n$, которая полностью характеризует все условия применения оператора F в ситуации S_1 . Таким образом, P – это своего рода начальные условия, а Q – конечные условия по отношению к оператору

F . В общем виде, т.е. независящими от конкретного состояния S_1 , аксиомы могут быть записаны следующим образом:

$$\forall S \{P(x, S) \Rightarrow Q(x, F(x, S))\}, \quad (20)$$

где мы воспользовались подстановкой $F(x, S)$ вместо S_2 , тем самым исключив обозначения двух конкретных состояний. В этом выражении S соответствует начальному состоянию S_1 , а $F(x, S)$ – конечному состоянию S_2 .

Для определенности процесса преобразований необходимо точно описать начальную ситуацию для того, чтобы можно было применять те или иные аксиомы. Для описания начальной ситуации используются схемы аксиом вида

$$D(x, S_H), \quad (21)$$

где $D \in P, S_H \in S, x \in A$.

В этом случае S_H – конкретное начальное состояние, x – элемент множества узлов, A – константа, имеющая существенное отношение к начальной ситуации. Для начальной ситуации предикат P не обязательно будет двухместным предикатом. В общем случае он может быть произвольным n -местным предикатом с любым числом аргументов. Таким образом, каждому конкретному условию соответствует целый ряд получаемых соединений узлов – констант, в свою очередь D может представлять собой последовательность конъюнкций такого рода предикатов. В формальной записи решается вопрос о существовании конечного состояния S , для которого выполняется условие $S(x, S_k) \rightarrow \sum_{i=1}^k S_i$, или $(\exists S_k) \{S(x, S_k)\}$. (22)

Расчет последовательности реализации операторов преобразования проводим в соответствии с указаниями конструкторской документации и руководящих технических материалов на выполнение сборочных операций:

$$S_k = F_1(x, F_2(x, \dots, F_{n-1}(x, F_n(x, S_H))) \dots) = F_1 \cdot F_2 \dots F_n(x, S_H). \quad (23)$$

Последовательность функциональных знаков F_1, F_2, \dots должна пониматься как суперпозиция операторов, которые последовательно применяются к начальному состоянию и переводят его в конечное. Такая последовательность представляется базовым графом, отражающим начальное состояние S_H и цель – конечное состояние S_k , когда сборка завершена. Такой результат показывает, что проект реализуется положительно

и существует путь, ведущий из начального состояния в конечное:

$$(\forall x, y, s, r_1, r_2, r) \{ (x_1, r_1, s) \Rightarrow (x_1, y, r_2, r_1, s) \}. \quad (24)$$

Тогда, если проект технологической системы реален, то имеется множество оптимальных операторов, например, $F_1, F_2, F_3 \dots F_N$, которые переводят начальное состояние объекта в конечное по проектной оптимальной схеме.

Используя запись (23), получим: $S_k = = F_1, F_2, F_3 \dots F_N (S_H)$. На рис. 1 показана схема такого алгоритма.

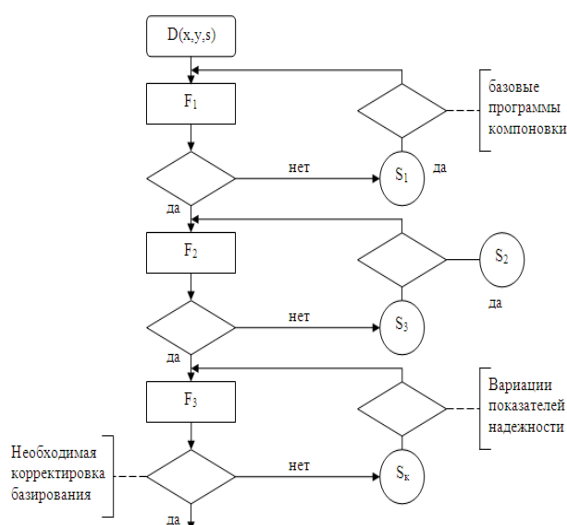


Рис. 1. Алгоритм реализации вероятностной модели процесса сборки на входах фиксированной длины как дискретной ограниченной случайной величины

Эффективность решения логических задач в исчислении последовательности операторов преобразования достаточно высокая. Для того чтобы эту эффективность сравнить с эффективностью выполнения операций при заданной точности, необходимо иметь управляющее устройство на самом высоком уровне, которое устанавливало бы правильное соответствие между планированием и исполнением операций. В дальнейшем этот вывод может быть положен в основу развития интеллектуальной системы проектирования процессов сборки узлов и агрегатов летательных аппаратов.

Библиографический список

1. Калачанов, В.Д. Формирование и оптимизация ресурсного обеспечения программ авиастроительного производства [Текст] / В.Д. Калачанов, Е.В. Джимай // Авиакосмическая техника и технология.- 2005. -№ 4. – С. 44-49.
2. Проектирование самолетов [Текст] / С.М. Егер, В.Ф. Мишин, Н.К. Лисийцев [и др.]; под ред. С.М. Егера - М.: Логос, 2005. – 648 с.
3. Чумадин, А.С. Основы технологии производства летательных аппаратов [Текст] / А.С. Чумадин, В.И. Ершов, В.А. Барвинок. - М.: Наука и технологии, 2005. - 912 с.

DESIGN BUILD PROCESS FOR THE ACCURACY OF ELIGIBILITY

© 2011 F. V. Grechnikov, S. F. Tlustenko

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

Research of assembly operations on some set of admissible variants of execution in article is investigated in the form of statement of a problem of a choice of optimum model and structure технологической системы of assemblage of the unit with an establishment of admissible parameters of transformations of technological transitions.

Assembly of the unit, the mathematical model, operators, space assembly components.

Информация об авторах

Гречников Федор Васильевич, член-корреспондент Российской академии наук, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой обработки металлов давлением,

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) -267-46-01. Область научных интересов: исследование механических свойств материалов в зависимости от состава, процессов литья и обработки давлением.

Тлустенко Станислав Федотович, кандидат технических наук, доцент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-46-01, 8-927-731-58-12. E-mail: titan250@mail.ru. Область научных интересов: исследование механических свойств материалов в зависимости от состава, процессов литья и обработки давлением.

Grechnikov Feodor Vasilevich, the member correspondent of the Russian Academy of Sciences; the doctor of technical sciences, the professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) -267-46-01. the research of interdependence of mechanical properties of materials on the composition, casting processes and metal forming.

Tlustenko Stanislav Fedotovich, Candidate of Technical Science, Associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: 8-927-731-58-12. E-mail: titan250@mail.ru. Area of research: the research of interdependence of mechanical properties of materials on the composition, casting processes and metal forming.

ВЛИЯНИЕ РАДИУСА НАДРЕЗА ПРИ ОПЕРЕЖАЮЩЕМ ПОВЕРХНОСТНОМ ПЛАСТИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ДЕТАЛЕЙ

© 2011 В. С. Вакулюк, В. А. Кирпичёв, В. Ф. Павлов, А. В. Чирков

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

Экспериментально установлено, что с увеличением радиуса надреза при опережающем поверхностном пластическом деформировании уменьшается приращение предела выносливости в связи с уменьшением сжимающих остаточных напряжений в наименьшем сечении детали.

Опережающее поверхностное пластическое деформирование, радиус надреза, остаточные напряжения, предел выносливости.

Опережающее поверхностное пластическое деформирование (ОППД) как упрочняющая обработка деталей с концентраторами напряжений используется тогда, когда непосредственное упрочнение концентратора затруднено. В этом случае поверхностным пластическим деформированием вначале обрабатывается гладкая деталь, а затем на эту деталь наносится концентратор. В результате перераспределения остаточных усилий поверхностно упрочнённой гладкой детали при нанесении концентратора возникают дополнительные остаточные напряжения [1, 2]. Остаточные напряжения детали с концентратором после ОППД определяются суммированием дополнительных напряжений и исходных остаточных напряжений гладкой детали [1, 2]. Опережающее поверхностное пластическое деформирование за счёт концентрации сжимающих остаточных напряжений приводит к существенному повышению характеристик сопротивления усталости деталей с концентраторами напряжений. Положительный эффект от ОППД наблюдается и в том случае, когда упрочнённый поверхностный слой гладкой детали прорезается полностью [3].

В настоящем исследовании изучалось влияние радиуса надреза при ОППД образцов из стали 20 диаметром 10 и 25 мм на предел выносливости при изгибе. Гладкие образцы подвергались пневмодробеструйной обработке (ПДО) дробью диаметром 1,5 – 2 мм при давлении воздуха 0,25 МПа в течение 10 минут, а также обкатке роликом (ОР) диаметром 60 мм и профильным радиусом 1,6 мм при усилиях $P = 0,5$ кН и $P = 1,0$ кН с

подачей 0,11 мм/об и скоростью вращения образца 400 об/мин. Затем на все упрочнённые и неупрочнённые гладкие образцы диаметром 10 мм наносились круговые надрезы полукруглого профиля двух радиусов: $R = 0,3$ мм и $R = 0,5$ мм, а на образцы диаметром 25 мм – трёх радиусов: $R = 0,3$ мм, $R = 0,5$ мм и $R = 1,0$ мм.

Остаточные напряжения в гладких образцах определялись экспериментально методом колец и полосок [4], а в образцах диаметром 10 мм также и методом удаления части цилиндрической поверхности [5]. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a гладких образцов диаметром 10 мм приведено на рис. 1, а диаметром 25 мм – на рис. 2.

Из данных рис. 1 следует, что после нанесения на упрочнённые ПДО образцы диаметром 10 мм надрезов с радиусами $R = 0,3$ мм и $R = 0,5$ мм материал на дне концентраторов находится в ненаклёпанном состоянии. Такое же состояние наблюдается после нанесения на упрочнённые обкаткой роликом образцы при $P = 0,5$ кН надрезов с радиусом $R = 0,5$ мм. В остальных случаях обкатки роликом образцов диаметром 10 мм материал на дне надрезов находится в наклёпанном состоянии ($P = 0,5$ кН – $R = 0,3$ мм; $P = 1,0$ кН – $R = 0,3$ мм и $R = 0,5$ мм). Из данных, приведённых на рис. 2, следует аналогичный вывод для упрочнённых образцов диаметром 25 мм с надрезами $R = 0,3$ мм и $R = 0,5$ мм. Для образцов с надрезами $R = 1,0$ мм во всех случаях упрочнения материал на дне концентраторов находится в ненаклёпанном состоянии.

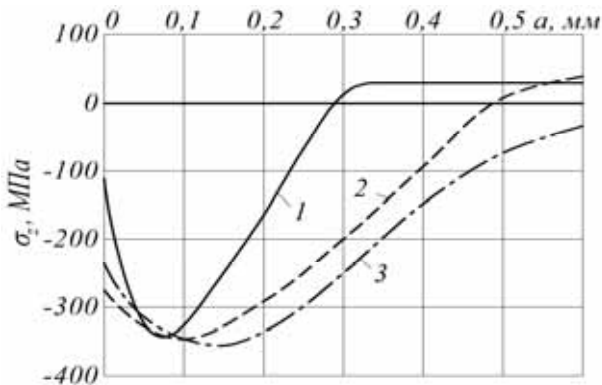


Рис.1. Осевые остаточные напряжения σ_z в упрочнённых гладких образцах диаметром 10 мм после: 1 – ПДО; 2 – ОР, $P = 0,5$ кН; 3 – ОР, $P = 1,0$ кН

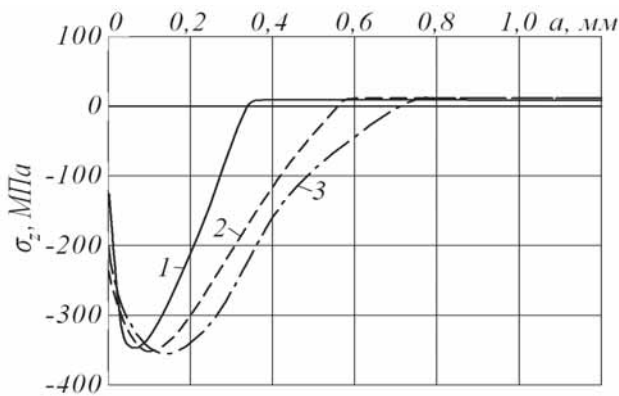


Рис. 2. Осевые остаточные напряжения σ_z в упрочнённых гладких образцах диаметром 25 мм после: 1 – ПДО; 2 – ОР, $P = 0,5$ кН; 3 – ОР, $P = 1,0$ кН

Остаточные напряжения в упрочнённых образцах с надрезами определялись аналитическим методом – суммированием дополнительных остаточных напряжений и остаточных напряжений гладких образцов [2], а также численным методом с использованием программного комплекса MSC.Nastran/MSC.Patran. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a наименьшего сечения образцов диаметром 10 мм с надрезами приведено на рис. 3, диаметром 25 мм – на рис. 4 и 5.

Анализируя данные рис. 1–5, можно видеть, что при практически одинаковых максимальных остаточных напряжениях гладких образцов в образцах с надрезом одного радиуса остаточные напряжения тем выше, чем больше толщина поверхностного слоя гладких образцов с сжимающими остаточными напряжениями. Эта закономерность объясняется концентрацией остаточных напряжений в области дна надреза.

Испытания на усталость при изгибе в случае симметричного цикла образцов диа-

метром 10 мм с надрезами проводились на машине МУИ-6000, образцов диаметром 25 мм – на машине УММ-01 [6]. База испытаний – $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Результаты определения предела выносливости σ_{-1} представлены в табл. 1 и 2.

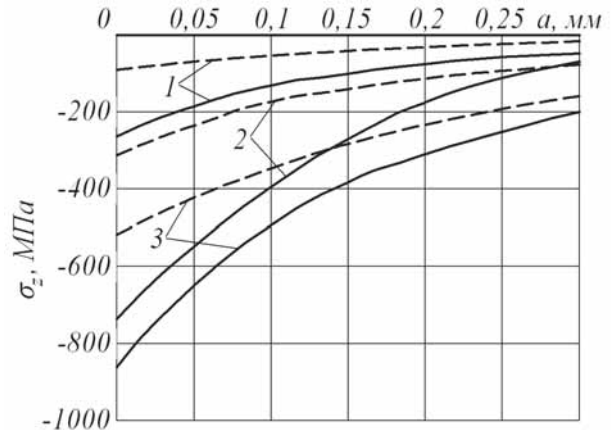


Рис. 3. Осевые остаточные напряжения σ_z в упрочнённых образцах диаметром 10 мм с надрезами (— $R = 0,3$ мм; - - - $R = 0,5$ мм) после: 1 – ПДО; 2 – ОР, $P = 0,5$ кН; 3 – ОР, $P = 1,0$ кН

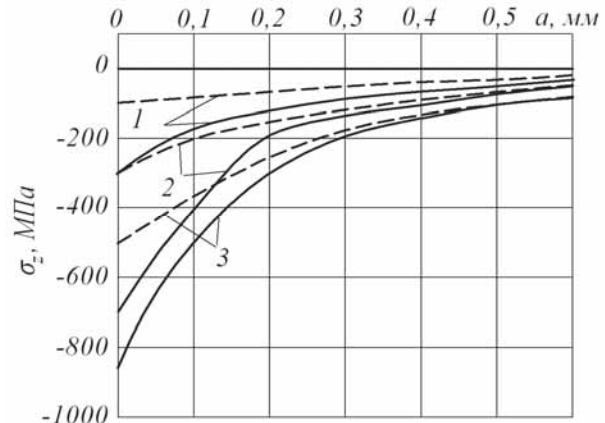


Рис.4. Осевые остаточные напряжения σ_z в упрочнённых образцах диаметром 25 мм с надрезами (— $R = 0,3$ мм; - - - $R = 0,5$ мм) после: 1 – ПДО; 2 – ОР, $P = 0,5$ кН; 3 – ОР, $P = 1,0$ кН

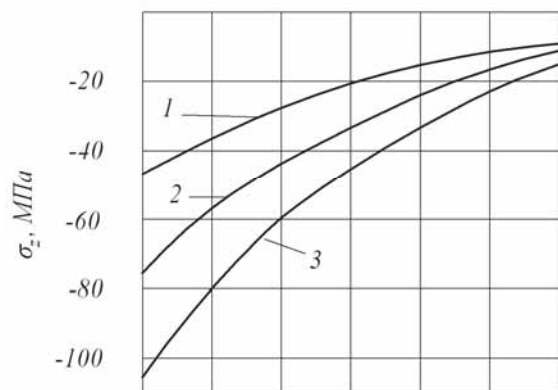


Рис.5. Осевые остаточные напряжения σ_z в упрочнённых образцах диаметром 25 мм с надрезами $R = 1,0$ мм после: 1 – ПДО; 2 – ОР, $P = 0,5$ кН; 3 – ОР, $P = 1,0$ кН

Выстоявшие базу испытаний при напряжении, равном пределу выносливости, упрочнённые образцы доводились до разрушения при большем напряжении. Во всех упрочнённых образцах были обнаружены нераспространяющиеся трещины усталости, средняя глубина которых $t_{кр}$ для каждой партии образцов представлена в табл. 1 и

табл. 2. Следует отметить, что значения $t_{кр}$ хорошо согласуются с установленной ранее [7, 8] зависимостью

$$t_{кр} = 0,0216 \cdot D, \quad (1)$$

где D – наименьший диаметр упрочнённого образца (детали) с концентратором напряжений.

Таблица 1. Результаты испытаний на усталость образцов диаметром 10 мм

Надрез R , мм	Неупроч. образцы σ_{-1} , МПа	Упрочнённые образцы						
		обработка	σ_{-1} , МПа	$\sigma_z^{нов}$, МПа	ψ_σ	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{осм}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
0,3	110	ПДО	155	-263	0,171	0,203	-126	0,357
		ОР, $P = 0,5$ кН	230	-732	0,164	0,195	-337	0,356
		ОР, $P = 1,0$ кН	267,5	-861	0,183	0,205	-454	0,347
0,5	120	ПДО	137,5	-90	0,194	0,196	-48	0,365
		ОР, $P = 0,5$ кН	187,5	-311	0,217	0,202	-178	0,379
		ОР, $P = 1,0$ кН	250	-517	0,251	0,192	-333	0,390

Таблица 2. Результаты испытаний на усталость образцов диаметром 25 мм

Надрез R , мм	Неупроч. образцы σ_{-1} , МПа	Упрочнённые образцы						
		обработка	σ_{-1} , МПа	$\sigma_z^{нов}$, МПа	ψ_σ	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{осм}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
0,3	107,5	ПДО	137,5	-343	0,087	0,540	-87	0,345
		ОР, $P = 0,5$ кН	165	-787	0,073	0,510	-171	0,336
		ОР, $P = 1,0$ кН	175	-908	0,074	0,520	-202	0,334
0,5	120	ПДО	130	-142	0,123	0,525	-52	0,337
		ОР, $P = 0,5$ кН	150	-349	0,107	0,530	-111	0,338
		ОР, $P = 1,0$ кН	172,5	-515	0,117	0,520	-169	0,355
1,0	112,5	ПДО	120	-46	0,163	0,490	-21	0,357
		ОР, $P = 0,5$ кН	130	-92	0,190	0,510	-46	0,380
		ОР, $P = 1,0$ кН	142,5	-145	0,207	0,495	-79	0,380

На рис. 6 и 7 представлены фотографии изломов упрочнённых пневмодробеструйной обработкой образцов диаметром 10 мм с надрезом радиуса $R = 0,5$ мм и диаметром 25 мм с надрезом радиуса $R = 0,5$ мм. На фотографиях чётко видны нераспространяющиеся трещины усталости 2, причём для образцов диаметром 10 мм (рис. 6) трещины

имеет концентрическую форму, так как испытания на усталость проводились при чистом изгибе с вращением. Для образцов диаметром 25 мм (рис. 7) трещины имеют серповидную форму, так как испытания проводились при поперечном изгибе в одной плоскости.

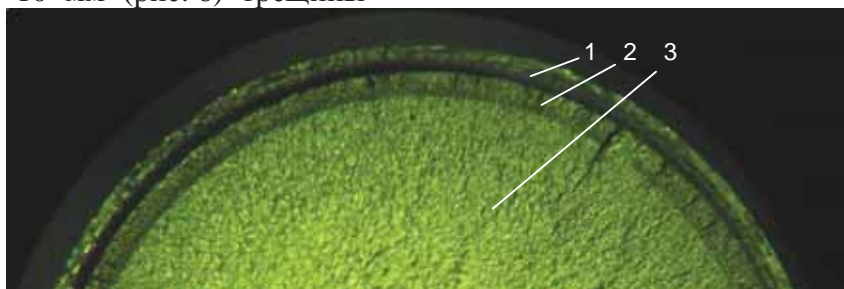


Рис. 6. Фотография излома упрочнённого ПДО образца диаметром 10 мм с надрезом $R=0,5$ мм: 1 – надрез, 2 – нераспространяющаяся трещина, 3 – зона долома

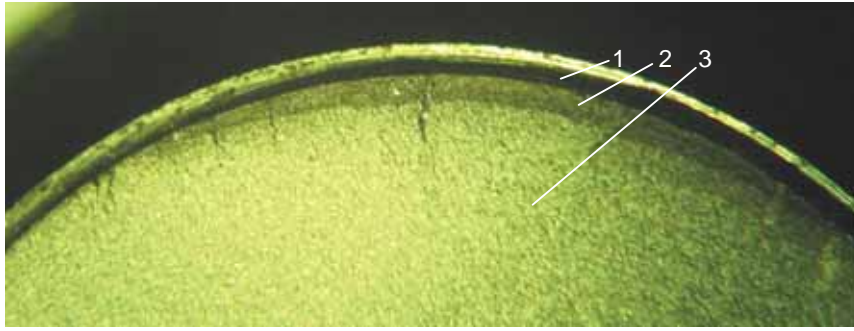


Рис. 7. Фотография излома упрочнённого ПДО образца диаметром 25 мм с надрезом $R=0,5$ мм:
1 – надрез, 2 – нераспространяющаяся трещина, 3 – зона долома

Из данных табл. 1 и 2 видно, что с увеличением радиуса надреза предел выносливости образцов снижается, так как уменьшаются сжимающие остаточные напряжения в их опасном сечении. Поэтому для сохранения эффекта упрочнения при ОПД с увеличением радиуса надреза необходимо увеличивать толщину слоя гладкой детали с сжимающими остаточными напряжениями.

Для оценки приращения предела выносливости $\Delta\sigma_{-1}$ за счёт поверхностного упрочнения использовались два критерия влияния остаточных напряжений на предел выносливости при изгибе в случае симметричного цикла. Первым критерием [3, 9 – 11] являются осевые остаточные напряжения $\sigma_z^{нов}$ на поверхности концентратора. Зависимость для определения приращения предела выносливости $\Delta\sigma_{-1}$ упрочнённых образцов (деталей) в этом случае имеет вид

$$\Delta\sigma_{-1} = \psi_{\sigma} \cdot |\sigma_z^{нов}|, \quad (2)$$

где ψ_{σ} – коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости по разрушению.

Для определения второго критерия в работе [12] использовалось решение задачи [2] о дополнительных остаточных напряжениях в наименьшем сечении образца (детали) после нанесения надреза полуэллиптического профиля на упрочнённую поверхность. Выделив основную часть решения [2], был получен второй критерий $\bar{\sigma}_{осм}$ влияния остаточных напряжений на предел выносливости образца (детали) в виде

$$\bar{\sigma}_{осм} = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (3)$$

где $\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в наименьшем сечении образца (детали); $\xi = a/t_{кр}$ – расстояние от дна концентратора

до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе образца (детали) на пределе выносливости.

Критерий $\bar{\sigma}_{осм}$, который в дальнейшем будем называть критерием среднеинтегральных остаточных напряжений, имеет чётко выраженный физический смысл – это остаточное напряжение на дне нераспространяющейся трещины усталости с точностью до постоянного коэффициента, зависящего от радиуса у дна трещины и её глубины. Приращение предела выносливости $\Delta\sigma_{-1}$ при изгибе в случае симметричного цикла при использовании критерия $\bar{\sigma}_{осм}$ определяется по следующей формуле:

$$\bar{\sigma}_{осм} = \bar{\psi}_{\sigma} \cdot |\sigma_{осм}|, \quad (4)$$

где $\bar{\psi}_{\sigma}$ – коэффициент влияния остаточных напряжений по критерию $\bar{\sigma}_{осм}$ на предел выносливости по разрушению.

Значения остаточных напряжений на поверхности надрезов $\sigma_z^{нов}$ и среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{осм}$ приведены в табл. 1 и 2. По результатам испытаний неупрочнённых и упрочнённых образцов на усталость вычислялись коэффициенты ψ_{σ} и $\bar{\psi}_{\sigma}$, значения которых представлены в табл. 1 и 2. Из данных табл. 1 и 2 можно видеть, что оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости образцов по первому критерию – остаточным напряжениям на поверхности концентратора $\sigma_z^{нов}$ – приводит к значительному рассеянию коэффициента ψ_{σ} . Этот коэффициент в настоящем исследовании изменяется в широких пределах: от 0,073 до 0,251 (табл. 1 и 2), то есть изменяется почти в 3,5 раза, что не-

приемлемо для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей.

Оценка влияния поверхностного упрочнения по второму критерию – среднеинтегральным остаточным напряжениям – приводит к существенно меньшему рассеянию соответствующего коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$. Это объясняется тем, что критерий среднеинтегральных остаточных напряжений учитывает влияние на сопротивление усталости не только величины сжимающих остаточных напряжений, но и характера их распределения по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали (образца). Коэффициент $\bar{\psi}_\sigma$ в проведённом исследовании изменяется от 0,334 до 0,390, составляя в среднем 0,357, и практически совпадает с значением $\bar{\psi}_\sigma = 0,36$, установленным в [8] для упрочнённых образцов и деталей с аналогичной концентрацией напряжений.

Необходимо отметить, что на значения коэффициентов ψ_σ и $\bar{\psi}_\sigma$ не оказывает влияния состояние материала на дне концентраторов. Из данных табл. 1 и 2 видно, что не наблюдается определённой зависимости между величинами коэффициентов ψ_σ , $\bar{\psi}_\sigma$ и наклёпанным или ненаклёпанным состоянием материала образцов.

Выводы

1. С увеличением глубины концентратора при опережающем поверхностном пластическом деформировании для сохранения эффекта упрочнения с позиций сопротивления усталости необходимо увеличивать толщину упрочнённого поверхностного слоя деталей с сжимающими остаточными напряжениями.

2. Для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений следует использовать критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$, который учитывает влияние на сопротивление усталости не только величины сжимающих остаточных напряжений, но и характера их распределения по толщине поверхностного слоя деталей.

3. Влияние сжимающих остаточных напряжений на предел выносливости упрочнённых деталей с концентраторами не

зависит от наклёпанного или ненаклёпанного состояния материала на поверхности опасного сечения.

4. Для определения приращения предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений следует воспользоваться зависимостью (4), среднеинтегральные остаточные напряжения $\bar{\sigma}_{ост}$ в которой вычисляются по формуле (3) по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости (формула (1)).

Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках АВИЦП «Развитие научного потенциала высшей школы» (проект 2.1.1/13944).

Библиографический список

1. Иванов, С.И. Определение дополнительных остаточных напряжений в надрезах на цилиндрических деталях [Текст] / С.И. Иванов, М.П. Шатунов, В.Ф. Павлов // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев: КуАИ, 1973. – Вып.60. – С.160-170.

2. Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом [Текст] / С.И. Иванов, М.П. Шатунов, В.Ф. Павлов // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев: КуАИ, 1974. – Вып.1. – С.88-95.

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

4. Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок [Текст] / С.И. Иванов // Остаточные напряжения. – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып.53. – С.32-42.

5. Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом снятия части поверхности [Текст] / С.И. Иванов, И.В. Григорьева // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып.48. – С.179-183.

6. Филатов, Э.Я. Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость [Текст] / Э.Я. Филатов, В.Э. Павловский – Киев: Наукова Думка, 1985. – 92с.

7. Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое деталей с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали [Текст] / В.Ф. Павлов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – №8. – С.22-25.

8. Павлов, В.Ф. Остаточные напряжения и сопротивление усталости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений. [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.Б. Иванов //– Самара: Из-во СНЦ РАН, 2008. – 64 с.

9. Кравченко, Б.А. Обработка и выносимость высокопрочных материалов. [Текст] / Б.А. Кравченко, К.Ф. Митряев //– Куйбышев: Куйбышевское книжное издательство, 1968. – 131 с.

10. Серенсен, С.В. К вопросу об оценке сопротивления усталости поверхностно упрочнённых образцов с учётом кинетики остаточной напряжённости [Текст] / С.В. Серенсен, С.П. Борисов, Н.А. Бородин // Проблемы прочности. – 1969. – №2. – С. 3-7.

11. Туровский, М.Л. Концентрация напряжений в поверхностном слое цементированной стали [Текст] / М.Л. Туровский, Н.М. Шифрин // Вестн. машиностроения. – 1970. – №11. – С. 37-40.

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

INFLUENCE OF NOTCH RADIUS AT ADVANCING SURFACE PLASTIC DEFORMING ON ENDURANCE LIMIT OF DETAIL

©2011 V. S. Vakuljuk, V. A. Kirpichyev, V. F. Pavlov, A. V. Chirkov

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

It is experimentally established that with notch size increase at advancing surface plastic forming, the increment of an endurance limit in connection with reduction of compressing residual stresses in the minimal section of detail decreases.

Advancing surface plastic forming, notch radius, residual stresses, endurance limit.

Информация об авторах

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

Кирпичёв Виктор Алексеевич, доктор технических наук, профессор, декан факультета летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Павлов Валентин Фёдорович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846)267-45-27. E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

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

Vakuljuk Vladimir Stepanovich, candidate of technical science, associate professor of department «strength of materials», Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: mechanics of residual stresses.

Kirpichyev Victor Alekseevich, doctor of technical science, professor, decan of aircraft faculty, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: mechanics of residual stresses.

Pavlov Valentin Fjodorovich, doctor of technical science, professor, Head of strength of materials department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846)267-45-27. E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: mechanics of residual stresses.

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛИКА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА ПО ХАРАКТЕРИСТИКАМ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЧАСТИ НА ОСНОВАНИИ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

© 2011 Г. В. Воротников, А. Н. Крючков, Е. А. Зиновьев

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

Рассмотрен термоакустический генератор, состоящий из термоакустического двигателя на основе бегущей волны и линейного электрогенератора 1S102MA. С целью оптимизации конструкции проведен параметрический анализ методом электроакустических аналогий. Получен ряд параметрических зависимостей эффективности установки для качественного анализа поведения системы.

Термоакустика, термоакустический двигатель, термоакустический электрогенератор, режимно-параметрический анализ, электромеханическая аналогия.

Термоакустические энергопреобразующие устройства в последние годы испытывают возрастающий интерес со стороны энергетических компаний крупных развитых стран. Этот интерес вполне понятен. В режиме теплового двигателя термоакустические системы способны трансформировать тепловую энергию любого происхождения в электрическую. При этом они имеют минимум подвижных механических частей (или вообще их не имеют), что повышает надёжность системы, увеличивает срок эксплуатации и снижает затраты на изготовление.

Двигатели на основе бегущей волны теоретически считаются самыми эффективными из термоакустических двигателей, что доказано в работах Свифта [1,2]. Так, для формирования необходимого импеданса в системе на основании пульсационной трубы с жиклёром, получившей широкое распространение из-за простоты, вводится элемент с большой акустической резистивностью (кран, жиклёр), на котором рассеивается значительная акустическая мощность. В то же время в системе на основе бегущей волны нужный импеданс системы определяется в основном подбором реактивных составляющих (податливости, инерционности). При этом неиспользуемая нагрузкой часть мощности возвращается по инерционному каналу обратной связи к регенератору, что позволяет повысить КПД системы.

Вторым неоспоримым преимуществом системы на основе бегущей волны является тот факт, что сдвиг фаз между осциллирующим давлением и объёмной скоростью

осцилляции близок к нулю. Это повышает обратимость термодинамического процесса энергопреобразования, протекающего в регенераторе [1-3].

Большинство публикаций, посвящённых термоакустическим двигателям на основе бегущей волны, рассматривают работу такого двигателя с некой абстрактной акустической нагрузкой или вовсе без неё, оценивая эффективность двигателя как отношение мощности, поступающей в резонатор с нагрузкой, к тепловой мощности, подводимой через горячий теплообменник. Оцененная таким образом эффективность может достигать 40% и более. Такой подход, по нашему мнению, не отражает полной картины потерь акустической мощности, так как прежде всего игнорирует фазовые требования самой акустической нагрузки.

В данной работе приводится качественная оценка потерь в термоакустическом двигателе на основе бегущей волны с присоединённым электрическим генератором в качестве нагрузки. Диапазон геометрических размеров установки выбирался из соображений уменьшения массово-габаритных показателей. Анализ выполнен с использованием электромеханических аналогий.

Установка

Термоакустический генератор (рис.1) состоит из двух основных узлов: термоакустического двигателя и альтернатора. Термоакустический двигатель представляет собой замкнутый канал круглого сечения, в котором последовательно размещены: холодный

теплообменник, регенератор, горячий теплообменник и буферная трубка с вспомогательным холодным теплообменником. Петля замыкается узкой “инерционной трубкой”, которая постепенно переходит в широкую трубку с большой акустической податливостью. В основу данной конструкции положена схема термоакустического двигателя на основе бегущей волны TASHЕ, предложенная Свифтом [1]. Такая схема является гибридной, поскольку акустическая нагрузка располагается не в двигателе, а в отдельно стоящем резонаторе. Однако она получила широкое использование благодаря существенно меньшим габаритам, чем чистые системы на основе бегущей волны. Согласно статье Свифта автору удалось получить на своей установке максимальную эффективность 30% при температурном перепаде на регенераторе в 700 К. Эффективность оценивалась как отношение акустической мощности, рассеянной в резонаторе, к подведённой тепловой мощности.

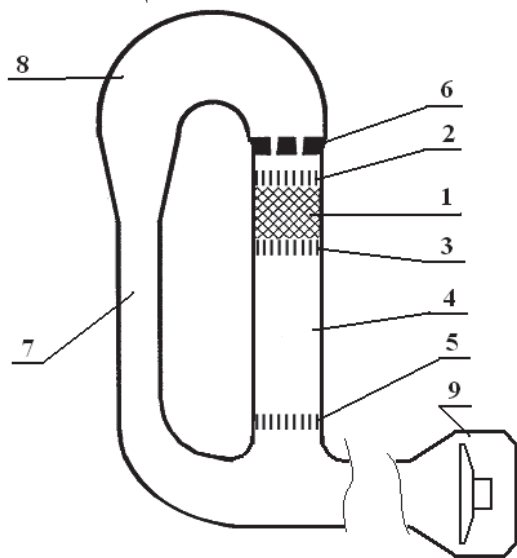


Рис. 1. Схема термоакустического электрогенератора: 1 – регенератор; 2 – холодный теплообменник; 3 – горячий теплообменник; 4 – термическая буферная трубка; 5 – вспомогательный холодный теплообменник; 6 – струйные диоды, 7 – инерционная трубка; 8 – податливость, 9 – альтернатор

Термодинамический узел двигателя, включающий теплообменники и регенератор, определялся на основании установки Свифта, как описано в [5]. При этом площади поперечных сечений двигателя первоначально были уменьшены пропорционально ожидаемой акустической энергии.

Альтернатор представляет собой линейный электродинамический генератор переменного тока, который снабжён поршнем и размещён в специальном корпусе. В качестве альтернатора был выбран 1S102МА производства CFIC Inc (табл.1). Зазор между поршнем и стенкой корпуса в нём составляет 15мкм.

Таблица 1. Характеристики 1S102МА

Площадь поршня	A	2.03e-3	м ²
Предельная амплитуда перемещения поршня	ξ	5.e-3	м
Подвижная масса	M	0.5	кг
Механическое трение	R_m	3.5	Н·с/м
Жёсткость подвески	K	4.2e+4	Н/м
Внутренняя электрорезистивность	R_e	7	Ом
Индуктивность катушки	L	0.11	Гн
Коэффициент электро-механической связи	Bl	60	Тл·м

Прибегая к определённым упрощениям и используя принципы электроакустической аналогии [4], термоакустический электрогенератор можно представить в виде схемы сосредоточенных элементов (рис. 2). Здесь символом R обозначены резистивные элементы, C – податливости, L – инерционности, Z – сложные импедансы. Таким образом, термоакустический двигатель на схеме представлен инерционностью L_A инерционной трубки 7 (рис. 1), податливостью C_A широкого участка 8, податливостью C_{bt} буферной трубки 4, а также резистивностью R_A и источником для теплообменного блока 1-3. Акустическая податливость и инерционность определяются следующими выражениями:

$$C = \frac{V}{\gamma P_m}, \quad (1)$$

$$L = \frac{\rho_m l}{S}, \quad (2)$$

где p_m и ρ_m - давление и плотность газа в отсутствие колебаний, γ - показатель адиабаты, V – объём податливости, l и S – длина и площадь сечения трубки.

В качестве объекта анализа рассматривался двигатель с параметрами, приведёнными в табл. 2, кроме оговорённых особо случаев.

Альтернатор 9 представлен акустическим импедансом Z_D электродинамика, сопротивлением щели R_B между поршнем и

корпусом, а также податливостью C_B объёма, расположенного за поршнем.

Таблица 2. Характеристики термоакустического двигателя (рис. 1)

Площадь поперечного сечения трубки 7	3.14e-4	м ²
Приведённая длина трубки 7	0.41	м
Площадь поперечного сечения трубки 8	2.3e-3	м ²
Приведённая длина трубки 8	0.2	м
Площадь поперечного сечения трубки 4	1.52e-3	м ²
Длина трубки 4	0.15	м
Среднее давление	3.0e+6	Па
Резистивность теплообменного узла с диодами	9.e+6	Па·с/м ³

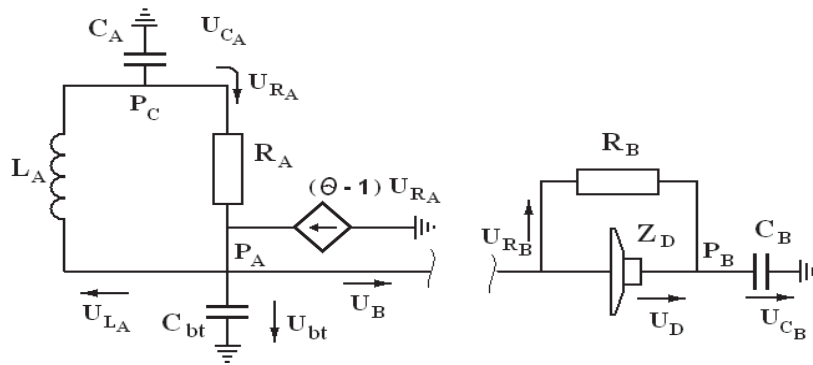


Рис. 2. Схематическое представление термоакустического электрогенератора в сосредоточенных электрических аналогах

Отсюда акустический импеданс электродинамического преобразователя с внешней электрической нагрузкой Z_H определяется выражением

$$Z_D = Z_m + \frac{1}{A^2} \frac{Bl^2}{Z_e + Z_n} \quad (5)$$

Механическая составляющая

$$Z_m = \frac{1}{A^2} \left[Rm + i \left(\omega M - \frac{K}{\omega} \right) \right], \quad (6)$$

где Rm – механическое трение, M – подвижная масса, K – жёсткость подвески электродинамика, A – площадь поршня.

Собственный электрический импеданс электродинамического преобразователя складывается из резистивного R_e и индуктивного сопротивления катушки L :

$$Z_e = R_e + i\omega L. \quad (7)$$

Величины A , Rm , M , K , R_e , L также являются паспортными данными электродинамика.

Электродинамический преобразователь представляет собой четырёхполюсник, к клеммам которого на входе приложен перепад давления $P_{вх} - P_{вых}$ (разность давлений перед поршнем и за поршнем). При этом во входной цепи “течёт” объёмная скорость U , равная произведению скорости поршня электродинамика на его площадь.

$$P_{вх} - P_{вых} = Z_m U + \frac{Bl}{A} I. \quad (3)$$

В выходном контуре течёт индукционный электрический ток I , а напряжение на выходных клеммах составляет V :

$$V = Z_e - \frac{Bl}{A} U. \quad (4)$$

Выражение (5) позволяет рассчитать акустический импеданс альтернатора по известной электрической нагрузке в выходной цепи.

Оценка импедансов двигателя и альтернатора

В работе [4] мы показали, что акустический импеданс на выходе из двигателя данной конфигурации определяется только параметрами двигателя и описывается выражением (8):

$$Z_B = \frac{-\left(\frac{1}{Z_{L_A}} + \frac{1}{Z_{R_A}} + \frac{1}{Z_{C_A}} \right)}{\frac{1}{Z_{L_A} Z_{bt}} + \frac{1}{Z_{R_A} Z_{bt}} + \frac{1}{Z_{L_A} Z_{C_A}} + \frac{\theta}{Z_{R_A} Z_{C_A}} + \frac{1}{Z_{C_A} Z_{bt}}},$$

где Z с соответствующим индексом – импедансы элементов акустической цепи, приведённой на рис. 2, $\theta \approx T_r/T_x$ – отношение температур газа на горячем и холодном теплообменниках.

Если устройство не имеет никаких промежуточных систем между двигателем и альтернатором, то импеданс на выходе двигателя Z_B должен быть равен импедансу на входе в альтернатор Z_{alt} , который из условия соединения составляющих своей цепи находится, как

$$Z_{alt} = \frac{Z_{R_B} Z_D}{Z_{R_B} + Z_D} + Z_{C_B}, \quad (9)$$

где Z_{R_B} - импеданс щели между поршнем и корпусом альтернатора, Z_{C_B} - импеданс полости за поршнем.

Так как узел регенератора и буферная трубка имеют фиксированные конструктивные параметры [5], изменять импеданс сис-

темы можно лишь двумя локальными переменными Z_{L_A} и Z_{C_A} .

На рис. 3, 4 приведены результаты расчёта составляющих импеданса двигателя для различных значений L_A , а на рис 5, 6 – для различных значений C_A . На этих же рисунках для сравнения приведены значения составляющих импеданса альтернатора. При этом в электрическую цепь альтернатора была включена активная нагрузка в 110 Ом. Диапазон изменения податливости C_A охватывает диапазон допустимых объёмов от 0.1 до 3л. Диапазон изменения инерционности L_A тоже охватывает весь конструктивно приемлемый интервал изменения податливости. Резонансная частота альтернатора при этом составляет примерно 62 Гц.

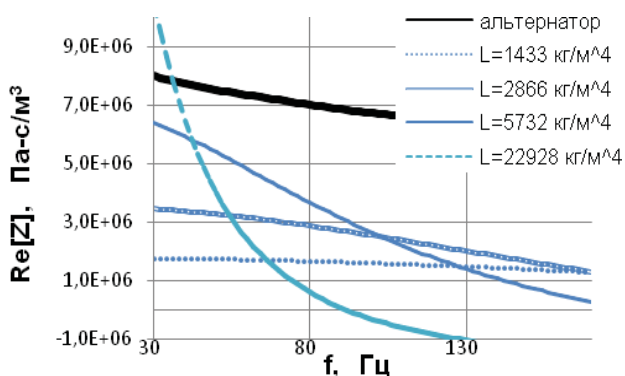


Рис. 3. Вещественные составляющие импедансов альтернатора (при $R_H = 110$ Ом) и двигателя. Импеданс двигателя приведён для различных значений инерционности L_A

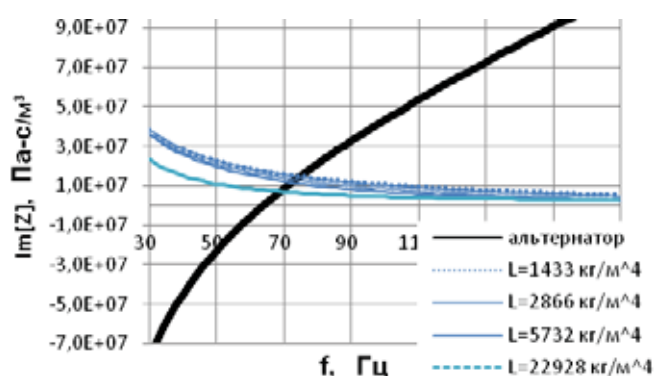


Рис. 4. Мнимые составляющие импедансов альтернатора (при $R_H = 110$ Ом) и двигателя. Импеданс двигателя приведён для различных значений инерционности L_A

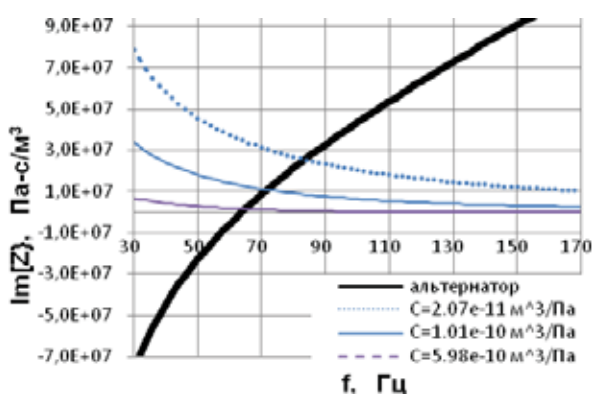


Рис. 5. Вещественные составляющие импедансов альтернатора (при $R_H = 110$ Ом) и двигателя. Импеданс двигателя приведён для различных значений податливости C_A

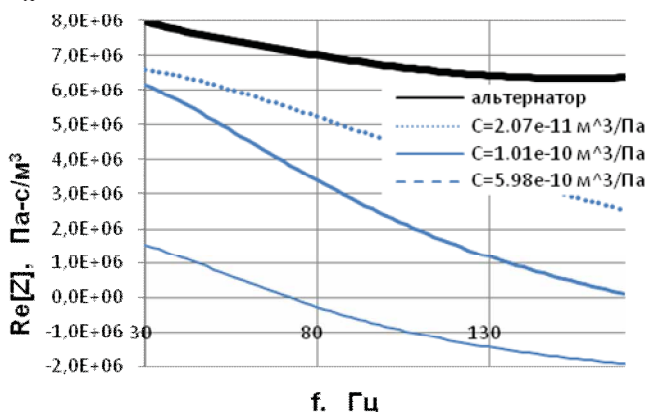


Рис. 6. Мнимые составляющие импедансов альтернатора (при $R_H = 110$ Ом) и двигателя. Импеданс двигателя приведён для различных значений податливости C_A

Как видно из приведённых графиков, импеданс двигателя существенно отличается от импеданса альтернатора во всех рассматриваемых диапазонах изменения параметров

двигателя. Чтобы приравнять их, необходимо изменить либо выходной импеданс двигателя, либо входной импеданс нагрузки. Импеданс двигателя проще всего изменяется

введением резистивности на входе в теплообменный узел. Импеданс в ветви нагрузки можно изменить введением параллельной нагрузки Z_H . И тот и другой способы требуют введения существенной резистивной составляющей. Все другие способы являются комбинациями этих двух вариантов. Для своей установки мы избрали второй вариант (рис. 7).

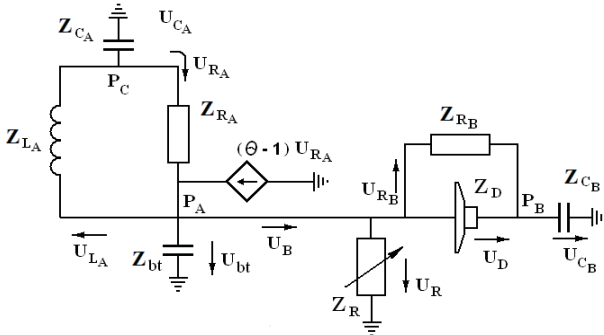


Рис. 7. Схема термоакустического электрогенератора с параллельной системой настройки

Для выбранной схемы эффективность использования нагрузки в контуре В резонатора с нагрузкой определяется выражением

$$\frac{E_D}{E_B} = \frac{\operatorname{Re} \left[\frac{1}{Z_D} \right]}{\operatorname{Re} \left[\frac{1}{Z_B} \right]} \quad (10)$$

Как следует из рис. 3 и 5, резистивность системы настройки сравнима с резистивностью полезной нагрузки, а значит и необходимые потери мощности будут соизмеримы, так как они пропорциональны резистивной составляющей импеданса. Другими словами, почти половина акустической мощности, входящей в ветвь В нагрузки, должна быть рассеяна в системе настройки. Легко убедиться, что наилучшее значение соотношения (8) в диапазоне 80-90 Гц составляет примерно 0.65.

Определение частоты рабочей точки

На рис. 8-9 приведены графики зависимости внутреннего КПД системы от частоты и характеристик податливости и инерционности при $\Theta = 2,7$. Области, в которых вещественная часть импеданса настройки отрицательна, на графиках отсутствуют. Графики построены на основании выражения

$$\frac{E_D}{E_B} = \frac{1}{\Theta} \frac{|Z_D Z_{R_B}|^2}{\left| Z_{C_B} (Z_D + Z_{R_B}) + Z_D Z_{R_B} \right|^2} \times$$

$$\times \frac{\operatorname{Re} \left[\frac{1}{Z_D} \right]}{\operatorname{Re} \left[\frac{-Z_{L_A}}{Z_{C_A} (Z_{L_A} + Z_{R_A}) + Z_{L_A} Z_{R_A}} \right]}, \quad (11)$$

полученного в [4]. Из этого же источника взята формула для оценки акустической мощности, поглощённой альтернатором

$$E_D = \frac{1}{2} |P_C|^2 \left| \frac{Z_{C_A} (Z_{L_A} + Z_{R_A}) + Z_{L_A} Z_{R_A}}{Z_{C_A} (Z_{L_A} + Z_{R_A})} \right|^2 \times \left| \frac{Z_D Z_{R_B}}{Z_{C_B} (Z_D + Z_{R_B}) + Z_D Z_{R_B}} \right|^2 \operatorname{Re} \left[\frac{1}{Z_D} \right], \quad (12)$$

из которой найденное E_D имеет гораздо большую абсолютную величину, что делает её предпочтительнее для использования. На основании этого выбираем рабочую частоту 80 Гц.

Оценка максимального смещения

Существенным фактором, ограничивающим использование установки вблизи резонанса, может стать ограниченность хода поршня, который в данном случае составляет $\xi = 5$ мм. То есть должно выполняться неравенство, которое следует из связи амплитуды смещения и скорости для гармонического колебания

$$|U_D| \leq \xi \omega A. \quad (13)$$

Отсюда получается выражение для максимальной энергии, которая в принципе может быть поглощена альтернатором с нагрузкой без превышения ограничений по амплитуде:

$$E_{D_{\max}} = \frac{1}{2} \xi^2 \omega^2 A^2 \operatorname{Re} [Z_D]. \quad (14)$$

Из рис. 12, полученного на основании выражения (14) и (12), можно заключить, что при $f = 80$ Гц амплитуда давления $P_C \approx 1.5e+5$ Па, а из рис. 11, полученного из уравнения (12), что $E_D \approx 100$ Вт.

Эффективность альтернатора

Для данного альтернатора с фиксированной нагрузкой эта величина определяется только рабочей частотой системы. Эта формула объясняет такие расхождения мощности в дорезонансной и зарезонансной областях на рис. 11.

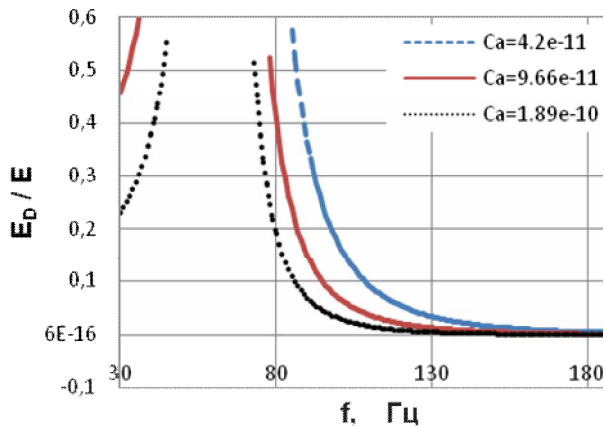


Рис. 8. Влияние податливости C_A на внутренний КПД системы

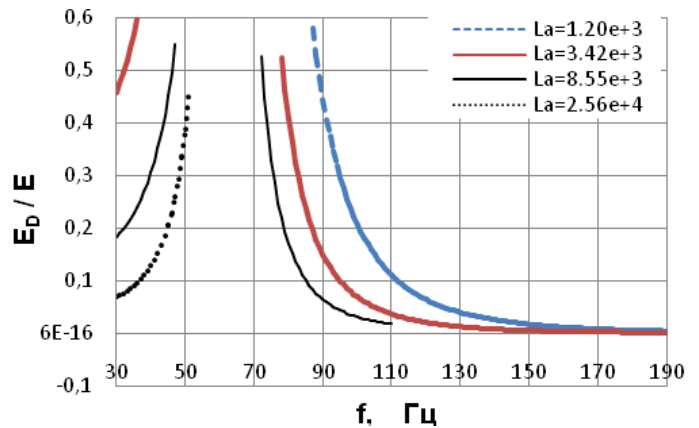


Рис. 9. Влияние инерционности на внутренний КПД системы

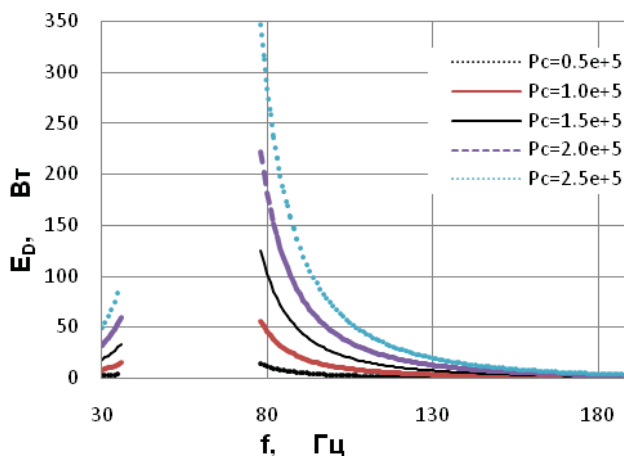


Рис. 10. Мощность, поглощённая альтернатором, как функция частоты и амплитуды давления P_C на входе в теплообменный блок

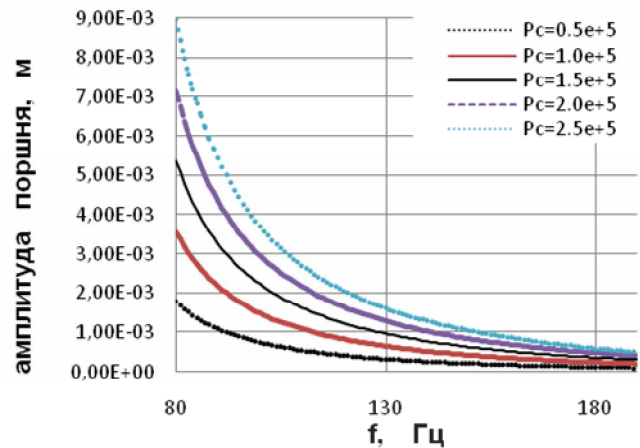


Рис. 11. Амплитуда поршня альтернатора как функция частоты и амплитуды давления P_C на входе в теплообменный блок

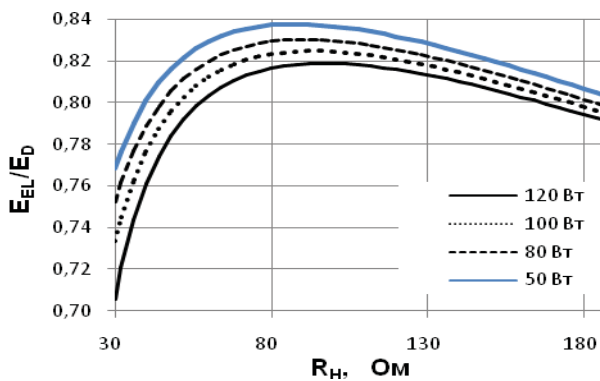


Рис. 12. Внутренний КПД электрического генератора как функция электрической нагрузки при максимальном ходе поршня и различной акустической мощности, рассеиваемой на генераторе

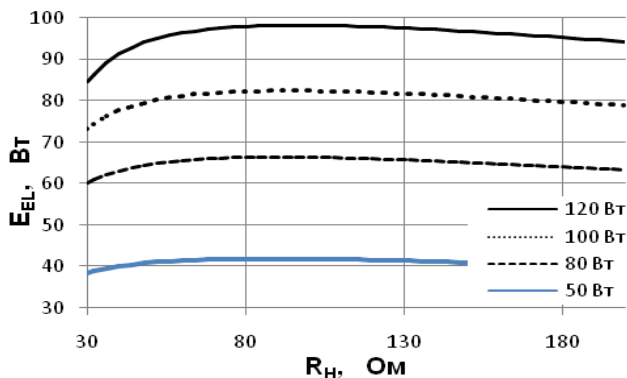


Рис. 13. Электрическая мощность генератора как функция электрической нагрузки при максимальном ходе поршня и различной акустической мощности, рассеиваемой на генераторе

До сих пор мы рассматривали акустическую мощность, поглощаемую альтернатором, как акустическую нагрузку. Однако на практике важна лишь та её часть, которая преобразуется в полезную электрическую мощность. Внутренний КПД электрического генератора

$$\frac{E_{el}}{E_D} = \frac{|V|^2 \operatorname{Re}[1/Z_H]}{|U|^2 \operatorname{Re}[Z_D]} \quad (15)$$

Выражая V из (4) и подставляя в (15), получаем

$$\frac{E_{el}}{E_D} = \frac{Bl^2}{A^2} \frac{\operatorname{Re}[Z_H]}{|Z_H + Z_e|^2 \operatorname{Re}[Z_D]} \quad (16)$$

Максимальная акустическая нагрузка, рассеиваемая на генераторе определяется выражением (14).

На рис. 12 приведены графики внутреннего КПД электрического генератора как функции электрической нагрузки R_H для различной акустической мощности. Необходимо обратить внимание, что эти характеристики получены независимо от возможностей термоакустического двигателя (который может не обеспечить необходимой мощности), а основаны лишь на возможностях конструктивных параметров альтернатора.

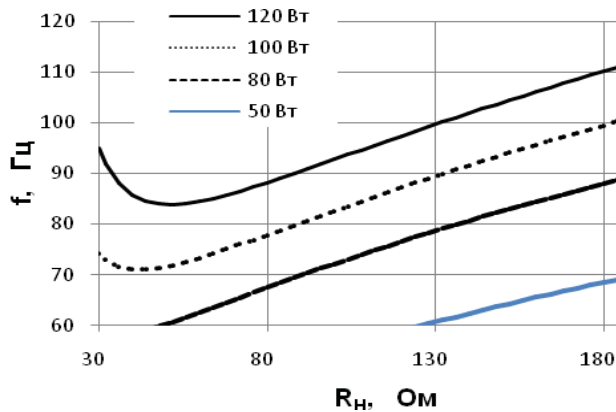


Рис. 14. Частота электрогенератора как функция электрической нагрузки при максимальном ходе поршня и различной акустической мощности, рассеиваемой на генераторе

Из графиков рис. 14 следует, что при поглощаемой акустической мощности в 100 Вт частота 80 Гц поддерживается при электрической нагрузке в 90 Ом.

Из графиков рис. 13 следует, что максимальная электрическая мощность для акустической нагрузки в 100 Вт при нагрузке в 90 Ом составляет 82 Вт.

Выводы

На основании рассмотренных потерь, вследствие согласования импедансов двигателя и нагрузки, а также внутренних потерь в альтернаторе, можно заключить, что для данной конструкции установки максимальное преобразование акустической энергии, выходящей от идеализированного тороидального термоакустического двигателя, в реальной установке при мощности, близкой к номиналу, генератора составит не более $0,65 \times 0,82 \approx 0,53\%$. Поэтому, если в идеализированном двигателе отношение мощности, поступающей в резонатор с нагрузкой, к мощности, выходящей из регенератора составляет 40% (что соответствует нашему пе-

репаду температур), то реальный КПД установки составит примерно 21 %.

Большие расхождения в импедансах двигателя и альтернатора с нагрузкой приводят к тому, что в систему вводятся дополнительные узлы, на которых будет рассеиваться значительная акустическая мощность, что снижает внутренний КПД системы почти в 2 раза. Такая схема с такой акустической нагрузкой делает акустически совершенный двигатель, подобный использованному в TASHЕ [2], бессмысленным, так как всё равно приходится увеличивать необходимое резистивное сопротивление. В этой ситуации более оправдана технологически упрощённая модель, подобная установке Northrop Grumman [6].

В целом же напрашивается принципиальный вывод о том, что для повышения эффективности системы двигатель и альтернатор должны составлять единый контур, не содержащий разветвления энергетических потоков (обратной связи и нагрузки), в котором необходимый импеданс настраивается за счёт инерционной обратной связи, а часть энергии, которая не поглощена альтернатором, будет возвращаться в термодинамический узел. Такая конфигурация установки будет рассмотрена нами в дальнейших работах.

Ожидаемый коэффициент преобразования энергии в 20% довольно высок и соответствует КПД лучших машин Стирлинга. Однако ресурс термоакустических систем существенно выше и при использовании современных материалов для подвески якоря и горячих частей теплового узла превышает 100 000 часов против 30 000 часов у двигателей Стирлинга. Применение таких машин в современной энергетике сулит большие перспективы и потому требует дальнейших исследований.

Библиографический список

1. Backhaus, S. A thermoacoustic-Stirling heat engine: detailed study [Text] / S. Backhaus, G.W. Swift // J. Acoust. Soc. Am., 2000. – P. 3148-3166.
2. Swift, G.W. Acoustic recovery of lost power in pulse tube refrigerators [Text] / G.W. Swift, D.L. Gardner, S. Backhaus // J. Acoust. Soc. Am., 1999. – P. 711-724.
3. Swift, G. W. Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators [Text] / G.W. Swift // Acoust. Soc. Am. 2002.

4. Крючков, А.Н. Анализ термоакустического электрогенератора методом электрической аналогии [Текст] / А.Н. Крючков, Г.В. Воротников, Е.А. Зиновьев // Вестн. СГАУ, 2009. – С. 48-51.

5. Довгялло, А.И. Режимно-параметрический анализ работы термоакустического двигателя с внешним подводом тепла [Текст]

/ А.И. Довгялло, Е.А. Зиновьев, Г.В. Воротников // Вестн. СГАУ. 2011. – С. 146-154.

6. Telesz, M.P. Design and testing of a thermoacoustic power converter [Text] / M.P. Telesz // A Thesis Presented to The Academic Faculty. Georgia Institute of Technology. 2006.

THE DETERMINATION OF THE THERMOACOUSTIC GENERATOR ASPECT FROM ELECTRODYNAMIC UNIT FEATURES BY THE PARAMETRIC-STUDIES

© 2011 G. V. Vorotnikov, A. N. Kruchkov, E. A. Zynovyev

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

Thermoacoustic generator, consisting of a thermoacoustic travelling-wave engine and linear alternator 1S102MA, is being considered. Parametric analysis is carried out by method electroacoustic analogy for the design optimization. Authors received different device-performance dependencies for analysis of apparatus behavior.

Thermoacoustics, thermoacoustic heat engine, thermoacoustic alternator, parametric operation analysis, acoustic power, electromechanical analogy.

Информация об авторах

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, доцент кафедры автоматизированных систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 335-18-12. E-mail: kan@ssau.ru. Область научных интересов: виброакустика машин.

Воротников Геннадий Викторович, аспирант кафедры автоматизированных систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 228-50-98. E-mail: vorotnikov.g.v@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин.

Зиновьев Евгений Александрович, аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 228-50-98. E-mail: eazinov38416@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин.

Kruchkov Aleksandr Nikolaevich, doctor of technical science, associate professor of department automation technology of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-18-12. E-mail: kan@mail.ru. Area of research: the machine vibroacoustics.

Vorotnikov Gennadiy Viktorovich, post-graduate student of department automation technology of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 228-50-98. E-mail: vorotnikov.g.v@mail.ru. Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators, power efficient heat engines and prime movers.

Zynovyev Evgeniy Aleksandrovich, post-graduate student of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 228-50-98. E-mail: eazinov38416@mail.ru. Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators.

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СТРУЙ ВИБРАЦИОННЫХ ВОЛН

© 2011 Н. И. Лиманова¹, Ю. С. Левкин²

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

²Тольяттинский государственный университет

В настоящей работе рассматриваются физические процессы, происходящие с жидкой фазой двухфазного потока при вибрационных воздействиях на структуру жидкой фазы на примере взвешенных белых частиц в бегущей волне с разным процентом её отражения. Амплитуда этой волны составляет 4% её длины, а глубина воды равна 22% длины волны [1]. Учитывая распространение вибрационных волн в виде концентрических сфер и импульсивную идентичность природы вибраций, автор предлагает метод определения внутреннего энергетического состояния волны жидкой фазы.

Двухфазные потоки, вибрационные волны, энергетическое состояние волны, энергетическое состояние струи, жидкая фаза, гребень волны, впадина волны, импульс воздействия, структура.

Авиационное топливо в процессе эксплуатации трансформируется при температурных колебаниях в двухфазную (жидкость и газ), а также в трёхфазную (жидкость, газ и лёд) субстанции. Задача исследователя обосновать эти превращения. Борьба с технической вибрацией проходит на уровне снижения её параметрических показателей, без учёта влияния на гидродинамические закономерности изменения их структурных моделей.

Вопросы физической природы двухфазных течений при воздействии на них вибрации остаются открытыми. Известные структурные модели, которые связаны с работающими двигателями, не учитывают как вынужденную, так и собственную вибрацию. Эти структурные модели, несмотря на их присутствие во всех трубопроводах с работающими двигателями, никем не рассматривались, тогда как расчёты двухфазных потоков возможны при знании этих структур. Режим раздельного течения является также наиболее актуальным, т.к. часто встречается в нефтегазовой, химической, авиационной и других промышленности, а поперечная вибрация (ПВ) – их технологический спутник.

Как известно, интенсивность внутрифазного обмена (выделение пузырьков газа) в двухфазных пузырьковых структурах связана с двумя её внутрифазными параметра-

ми температурой и давлением. Задача авторов работы показать влияние полезных сторон вибрационных процессов на структурные изменения в двухфазных потоках. Ультразвуковой эффект воздействия на жидкую фазу (ЖФ) приводит к увеличению её температуры [2]. Низкочастотные и колебания средней частоты, как и импульсное отражение волн, приводят к перераспределению давления в самой структуре волны ЖФ. Изменение давления в ЖФ от воздействия вибрации, приводит к выделению растворённого газа, сепарации. В работе рассматривается закономерность влияния импульса вибрации на распределение давления в неразрывном потоке ЖФ.

Для определения вибрационно-энергетических уровней (струй волн, из которых состоит ЖФ), используем относительную величину $\delta = \frac{d}{h}$, где d – длина траектории светлой частицы (мм); h – её высота (мм).

Эта величина характеризует положение струи в общем потоке ЖФ. Движение отдельно взятой струи соответствует радиусу концентрической окружности*, полученной от вибрационного воздействия (рис. 1).

* Концентрическая окружность – это окружность, которой соответствует любое сечение сферы, являясь её определителем.

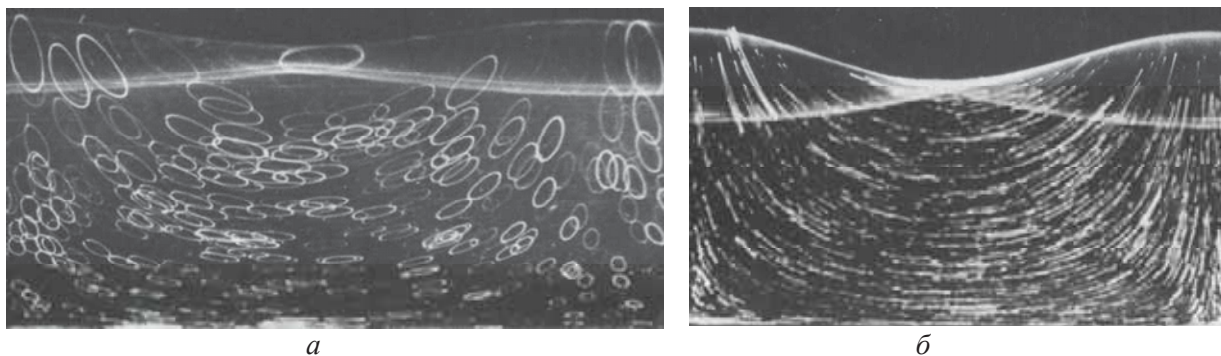


Рис.1. Траектории светлых частиц

На рис. 1 видны “ожерелая” траекторий светлых частиц, каждое из которых вписывается в концентрическую окружность и соответствует своей δ , которая определяется величиной своего радиуса. L_c – расстояние, равное концентрическому радиусу импульса вибрационной волны (мм). Началом отсчёта является точка приложения импульса вибрации. Изменение относительной величины (δ) не связано с изменением внутрискруйного давления, величина δ определяется вибрационным импульсом [3]. Чем выше материальная точка воды к гребню, тем меньше её давление, выше скорость и шире живое сечение струи, к которому она принадлежит. Деформация концентрических окружностей зависит от тесноты близлежащих волн, полученных от увеличения процента их отражения (рис. 1) или вибрационного ускорения. В пределах энергетического уровня, несмотря на разные абсолютные величины траекторий светлых частиц, относительная их величина δ одинакова. Из табл. 1 видно, что нормальное (перпендикулярное к касательной

любой точки концентрической окружности) движение вибрационной волны уменьшает абсолютные значения траекторий светлых частиц во впадине рис. 1, увеличивая давление в этом участке ЖФ.

Таблица 1. Зависимость соответствия вибрационного энергетического уровня глубине воздействия на него вибрационного импульса

L_c	δ	δ	δ
70	2	1,6	1,8
60	2,3	1,8	2,0
55	3,0	2	2,4
50	3,2	2,6	2,4
48	3,6	3,2	2,8

Верхняя стенка трубы является местом отсчёта движения волны. Табличные показания сняты при импульсном 38% отражении волны, как пример расчёта одного из замеров, которые представлены в табл. 2. По результатам расчетов построен график (рис. 2).

Таблица 2. Зависимость глубины воздействия вибрационного импульса в виде концентрического радиуса, посылаемого подошвой волны, от процента её отражения

P	L													
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
0,1	7,7	4,91	3,77	3,13	2,71	2,4	2,17	1,99	1,85	1,72	1,62	1,53	1,45	1,39
0,2	8,39	5,54	4,34	3,65	3,19	2,86	2,61	2,41	2,24	2,11	1,99	1,89	1,8	1,72
0,3	9,13	6,24	4,99	4,26	3,77	3,41	3,13	2,91	2,73	2,57	2,44	2,33	2,23	2,14
0,4	9,93	7,02	5,73	4,96	4,44	4,05	3,75	3,51	3,31	3,14	2,99	2,87	2,75	2,65
0,5	10,8	7,9	6,58	5,78	5,23	4,82	4,49	4,23	4,01	3,83	3,67	3,53	3,4	3,29
0,6	11,7	8,87	7,54	6,72	6,15	5,72	5,37	5,09	4,86	4,66	4,49	4,33	4,2	4,07
0,7	12,7	9,95	8,64	7,81	7,22	6,78	6,42	6,13	5,88	5,67	5,48	5,32	5,17	5,04
0,8	13,7	11,2	9,88	9,06	8,47	8,02	7,66	7,36	7,1	6,88	6,69	6,52	6,36	6,22
0,9	14,8	12,5	11,3	10,5	9,93	9,49	9,13	8,83	8,57	8,35	8,15	7,98	7,82	7,67

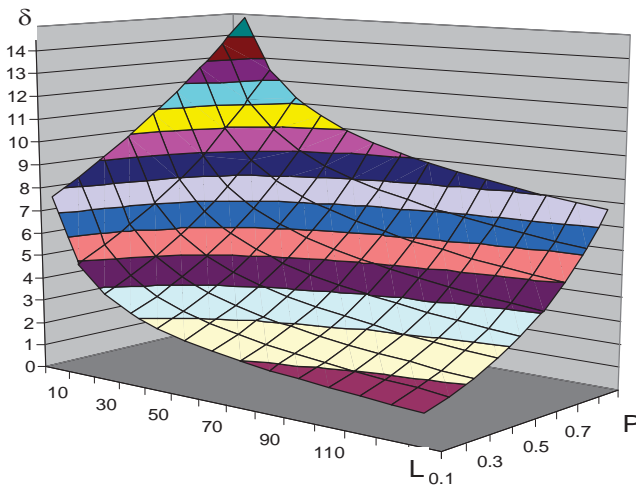


Рис. 2. Зависимость вибрационного энергетического уровня подошвы волны от расстояния, на котором действует волна, с соответствующим ей процентом отражения

Графическая зависимость характеризуется формулой (1)

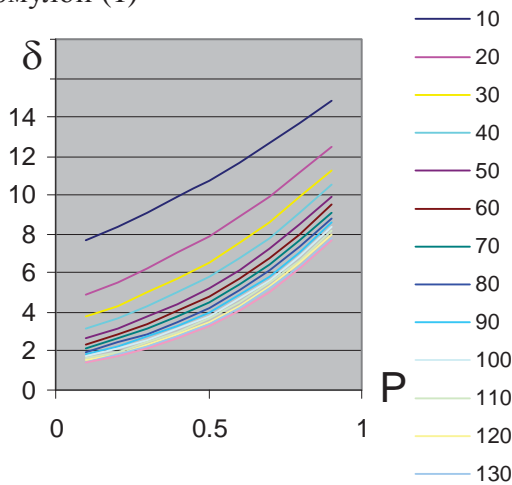


Рис. 3. Зависимость вибрационного энергетического уровня от процента отражения

$$\delta = (-10P + 35,4)L^{0,5P-0,7}, \quad (1)$$

где δ – вибрационный энергетический уровень подошвы волны; L – расстояние импульса воздействия волны (мм); P – процент отражения.

Двухмерные графики фактически являются фронтальными и профильными проекциями (рис. 2), которые образуют сетчатую поверхность. Любая из этих проекций может быть спроецирована на одноимённую плоскость и отразить простейшую зависимость между двумя параметрами (рис. 3 и 4, табл. 3).

Любую точку, лежащую на поверхности, можно спроецировать на три плоскости проекций перпендикулярами, исходящими из этой точки, каждая из полученных проекций заданной точки является решением соответствия конкретной задачи по определению задающих её параметров.

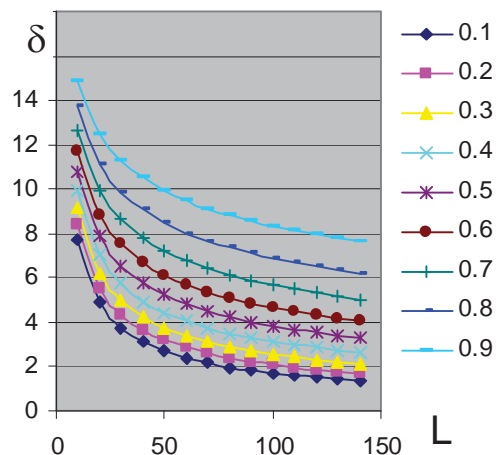


Рис. 4. Зависимость вибрационного энергетического уровня от воздействия импульса вибрационной волны

Таблица 3. Зависимость расстояния воздействия энергетических уровней вибрационных волн гребня от процента их отражения

P	L																			
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
0,05	10	7	5,3	4,3	3,5	3	2,5	2,2	2	1,8	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	1	1
0,1	8,5	6,2	4,9	3,9	3,3	2,8	2,4	2,1	1,8	1,7	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	1	1	1
0,2	6,7	5,2	4,1	3,3	2,8	2,4	2	1,8	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	1	1	1	1	1
0,3	5,6	4,3	3,5	2,8	2,4	2	1,7	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	1	1	1	1	1	1	1,1
0,4	4,7	3,7	2,9	2,4	2	1,7	1,5	1,3	1,2	1,1	1,1	1	1	1	1	1	1,1	1,1	1,2	1,2
0,5	4	3,1	2,4	2	1,7	1,4	1,3	1,1	1,1	1	1	1	1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5
0,6	3,4	2,6	2	1,6	1,4	1,2	1,1	1	1	1	1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	1,9
0,7	2,9	2,1	1,6	1,3	1,2	1	1	1	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,7	1,9	2	2,2	2,3	2,5
0,8	2,4	1,7	1,3	1,1	1	1	1	1,1	1,2	1,4	1,6	1,7	1,9	2,1	2,3	2,6	2,8	3	3,2	3,4
0,9	2	1,4	1,1	1	1	1,1	1,3	1,5	1,7	2	2,2	2,5	2,8	3,1	3,4	3,7	4	4,3	4,6	4,9
0,95	1,8	1,2	1	1	1,1	1,3	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,1	3,4	3,8	4,1	4,5	4,8	5,2	5,5	5,9

Графическая зависимость (рис. 5) характеризуется формулой

$$\delta = 1 + 6(1 + 2P) \lg^2 \left(\frac{L + 15P(4 - 3P)^2}{30(4 - 3P)} \right), \quad (2)$$

где δ – величина вибрационно-энергетического уровня гребня волны; L – расстояние импульса воздействия волны (мм); P – процент отражения.

В работах [1, 3, 4] использованы экспериментальные замеры определения энергетического состояния жидкой фазы при поперечных вибрационных нагрузках и при заданных значениях отражения волн.

Рис. 6 и 7 примеры двух значений принадлежащих поверхности (её сетки) т.е. горизонтальной и профильной её плоскостям (рис. 5).

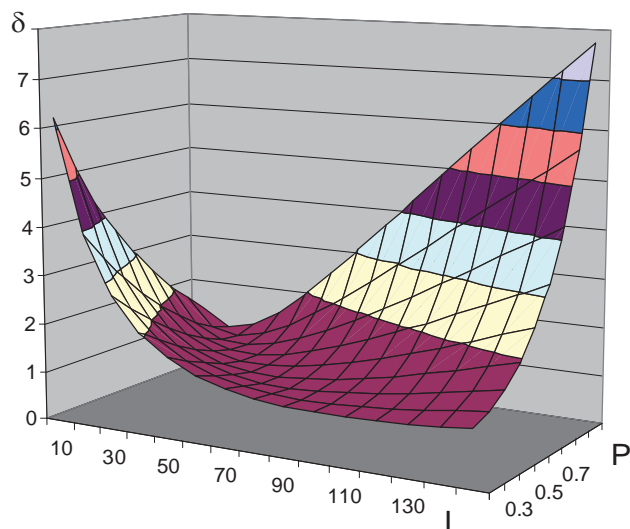


Рис. 5. Зависимость вибрационного энергетического уровня вершины волны от расстояния, на котором воздействует волна, с соответствующим процентом отражения

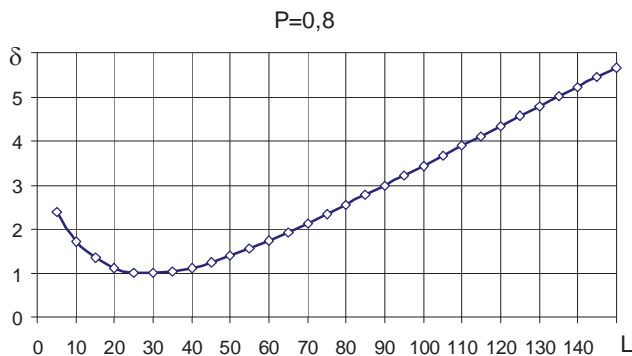


Рис. 6. Зависимость вибрационного энергетического уровня от воздействия импульса вибрационной волны при указанном проценте отражения

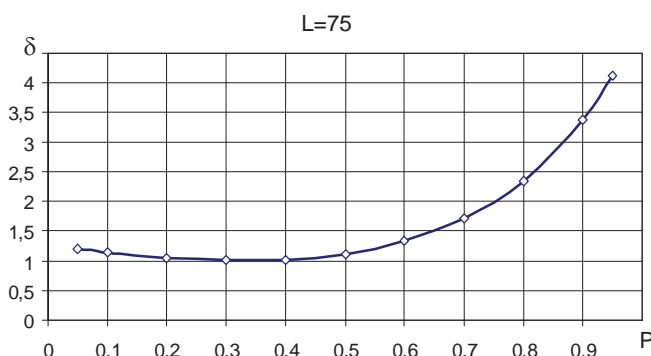


Рис. 7. Зависимость вибрационного энергетического уровня от процента отражения, при указанном расстоянии воздействия вибрационного энергетического импульса

Воздействие ПВ при неразрывном потоке ЖФ и наличии пьезометрического давления столба жидкости формирует синусоидальное движение как струй, составляющих поток ЖФ, так и сам поток. Формирование вибрационных энергетических уровней δ связано с глубиной, которую пересекают движущиеся вибрационные волны с постоянно изменяющейся ориентацией траекторий светлых частиц, как по глубине, так и по живому сечению самой струи. Это говорит о том, что если рассеять струю перпендикулярно её течению и пометить каждую струйку, то можно заметить увеличение их толщин по мере подъёма к вершине.

Этот эффект виден на рис. 1, а, где с увеличением высоты подъёма струи увеличиваются траектории светлых частиц, т.к.

происходит уменьшение давления внутри траекторий этих частиц [3] каждого вибрационно-энергетического уровня (рис. 8) и что свидетельствует:

1) об увеличении скорости движения струйки к вершине волны, т. к. размеры траекторий светлых частиц с подъёмом к вершине увеличиваются, что говорит о снижении внутрискрутного давления;

2) об увеличении толщины восходящего потока ЖФ, т.к. траектории светлой частицы по высоте h увеличиваются;

3) самый нижний вибрационно-энергетический уровень не касается нижней стенки трубы, а отстоит от неё на 1,5 мм. На этой глубине траектории светлых частиц стелятся по нижней стенке трубы;

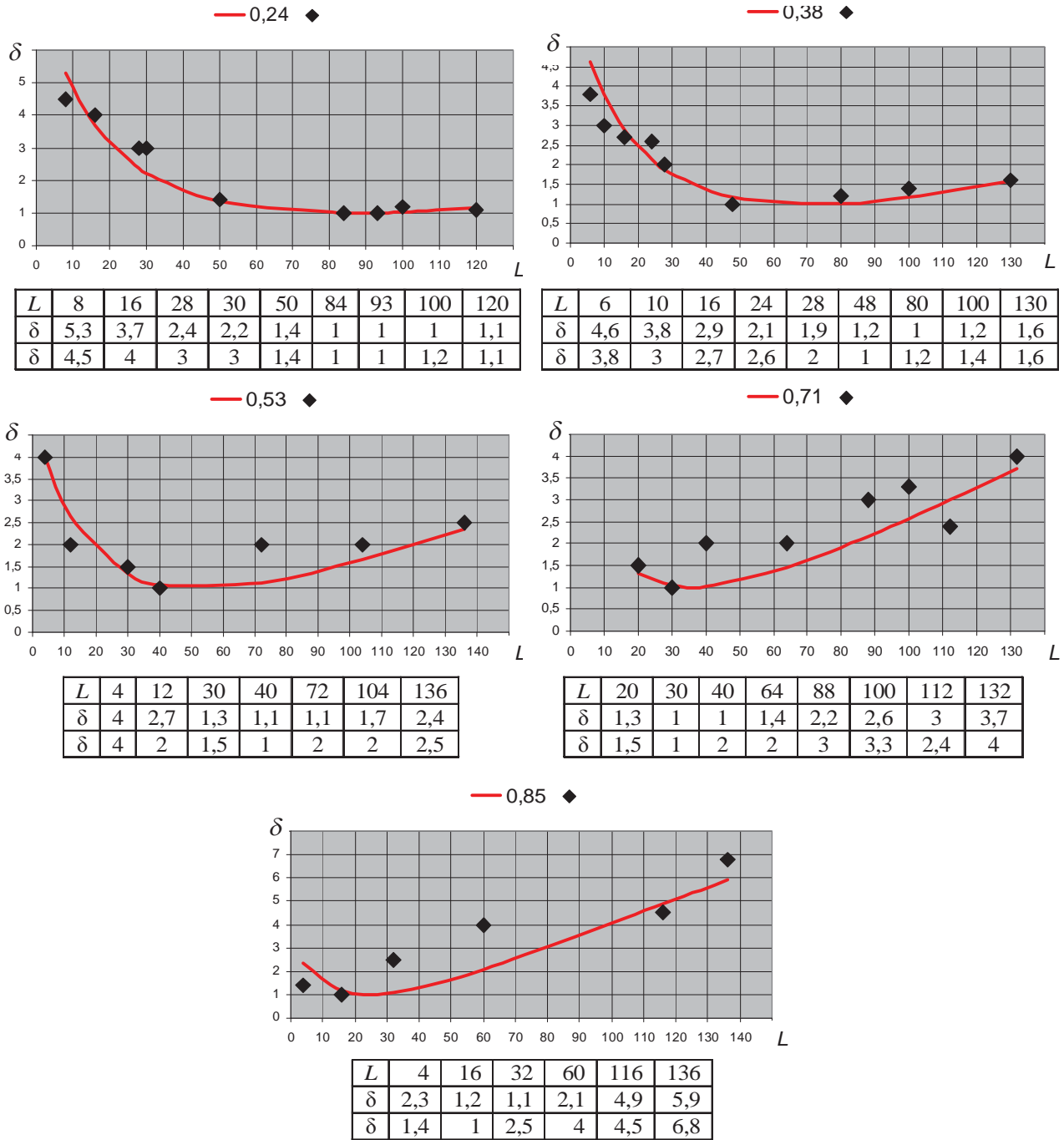


Рис. 8. Зависимость энергетических вибрационных уровней от глубин их дислокаций

4) вне энергетических вибрационных уровней находится и сам источник гидравлических возмущений;

5) вне энергетических уровней находится зона между двумя волнами и нижней стенкой трубы, на рис. 1 эти зоны находятся в нижних её углах.

“Гидравлическая насадка” – это участок жидкости в трубе, который создаёт

гребень волны, его образуют две гиперболы близлежащих волн (рис. 1, б), вынуждая струю преодолевать гидравлическую преграду. Продолжительность существования и её частота зависят от f_b , а c (высота насадки) от n_b или от процента отражения волн (табл. 4, рис. 9).

Таблица 4. Экспериментальные данные зависимости высоты гидронасадки от процента отражения

P, %	24	38	53	71	85
c, мм	6	5,5	3	1,7	1,1

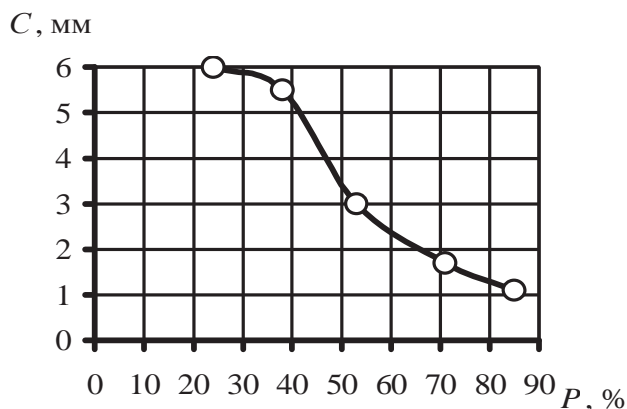


Рис. 9. Зависимость гидравлической насадки от процента отражения волны

Так как число гидронасадок будет эквивалентно числу импульсов частоты, гармонические колебания будут на любом участке живого сечения.

Библиографический список

1. Ван-Дайк, М. Альбом «Течений жидкости и газа». - М.: Мир; 1986. -С. 112-113.

2. Горшков, С.И. Биологическое действие ультразвука [Текст]/ С.И. Горшков, О.Н. Горбунов, Г.А. Антропов – М.: Медицина, 1965.

3. Левкин, Ю.С. Об использовании электромагнитных колебаний для отпугивания молоди рыб от фронта водозабора [Текст]/ Ю.С. Левкин // Сб. ст. V Всерос. науч.-практ. конф. «Водохозяйственный комплекс России: состояние, проблемы, перспективы». –Пенза, 2007.

4. Левкин, Ю.С. Визуально-логическая характеристика совместного истечения жидкости и газа в трубах с поперечной вибрацией [Текст]/ Ю.С. Левкин // Изв. Самар. науч. центра Российской академии наук: Спец. выпуск «ELPIT-2005».– Самара, 2005. Т. 2–С. 107-111.

5. Левкин, Ю.С. Нефтегазовые технологии [Текст]/ Ю.С. Левкин // Тр. VI - VII Междунар. науч.-практ. конф. «Псевдоламинарный режим» 14-16 октября 2009. – Самара, Россия. – Т. II – С. 281-286.

METHOD FOR DETERMINING THE ENERGY OF JETS VIBRATION WAVES

© 2011 N. I. Limanova¹, Yu. S. Levkin²

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

²Togliatti State University

In this paper we consider the physical processes occurring in the liquid phase of two-phase flow under vibration load on the structure of the liquid phase as an example of white particles suspended in a traveling wave with a different percentage of its reflection. The amplitude of this wave is 4% of its length and depth of water is equal to 22% of the wavelength [1]. Given the proliferation of vibration waves in the form of concentric spheres, and the identity of the impulsive nature of vibrations, the author offers a method of determining the internal energy state of the wave of the liquid phase.

Two-phase flows, vibration wave, the energy state of the wave, the energy state of the jet, the liquid phase, the crest of a wave, a wave trough, the momentum effect, structure.

Информация об авторах

Лиманова Наталия Игоревна, доктор технических наук, профессор, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: Nataliya.I.Limanova@gmail.com. Область научных интересов: автоматизированные системы управления, датчики для систем измерения, контроля и управления, моделирование гетерогенных систем.

Левкин Юрий Степанович, кандидат технических наук, доцент Тольяттинского государственного университета. Тел.: (8482) 36-19-88, (8482) 53-95-65. E-mail: pe@tltsu.ru. Область научных интересов: математическое и компьютерное моделирование гетерогенных систем.

Limanova Nataliya Igorevna, doctor of technical sciences, professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: Nataliya.I.Limanova@gmail.com. Area of research: systems of automatic control, sensors for automatic systems, modeling of the processes in heterogeneous systems.

Levkin Yuriy Stepanovich, candidate of technical Sciences, associate professor of Togliatti State University. Phone: (8482) 36-19-88, (8482) 53-95-65. E-mail: pe@tltsu.ru. Area of research: mathematical and computer modeling of the processes in heterogeneous systems.

РАЗРАБОТКА ВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2011 А. Ж. Мурзагалиев, В. Г. Некрасов

Актюбинский государственный университет им. К. Жубанова, Актобе, Казахстан

Выполнен анализ развития ротационных двигателей. В настоящее время среди ротационных двигателей известны роторно-поршневые двигатели, лопаточные турбины, винтовые двигатели. Показано, что в области автотракторных двигателей ни один из этих типов ротационных двигателей не может быть альтернативой существующим сегодня поршневым двигателям. Высокие технико-экономические показатели могут быть получены на ротационном двигателе объемного типа глубокого расширения. Такая конструкция реализуется на основе винтовых элементов конической формы. Идеи расширительной машины глубокого расширения высказывались, но до настоящего времени они не реализованы в промышленном варианте двигателя. В работе обоснован принцип профилирования винтовой поверхности на коническом роторе. Разработана технология изготовления, и из пластмассы выполнена модель ротора в натуральную величину.

Двигатели, объемные двигатели, поршневые двигатели, ротационные двигатели, роторно-поршневые двигатели, лопаточные турбины, винтовые двигатели, винтовая расширительная машина.

В технике вращательное движение предпочтительней процессов с периодическим чередованием движений (возвратно-поступательного, колебательного и т.п.). Аналогичное положение существует и в двигателестроении. Идея ротационных двигателей была высказана еще в XVIII веке в период поиска путей создания теплового двигателя. Но исторически сложилось положение, при котором первый тепловой двигатель – паровая машина, появилась и получила развитие в виде поршневого варианта с возвратно-поступательным движением поршня. Ротационные паровые машины кольцевого, шестеренного и других типов создавались и существовали в единичных моделях [1], но конкуренции поршневым машинам они не составили.

Двигатель внутреннего сгорания, появившийся в XIX веке, в своей конструкции копировал поршневую паровую машину. Но процесс поиска работоспособной конструкции ротационного двигателя продолжался и продолжается до настоящего времени. Имеются десятки, если не сотни патентов ротационных двигателей внутреннего сгорания зубчатого (шестеренного), лопатного (шиберного) и др. типов. Иногда в популярных технических изданиях и в Интернете публикуются мнения, как правило, не специалистов в области двигателестроения, об их большой перспективности («Создан двигатель будущего», «Маленький двигатель с большим будущим», «Изобретение, которое

совершит переворот» [2 - 5]. Так, появляется информация о работах и даже испытаниях опытных образцов двигателей кольцевого типа как в России, так и за рубежом, т.е. конструкции, которая была популярной при существовании тихоходных паровых машин [6, 7].

Но до настоящего времени поршневые двигатели прочно удерживают позиции основного и практически единственного типа двигателя автотракторного назначения.

Причина такого положения в том, что жесткие условия в двигателях внутреннего сгорания (высокая температура и большое давление газов, большие частоты вращения и скорости движения рабочих элементов) не позволяют создать надежный механизм для преобразования энергии газов, обеспечивающий высокие технико-экономические показатели при высокой надежности и соблюдении строгих экологических требований. Для примера можно отметить, что при наличии десятков вариантов конструкции лопатных двигателей они нашли применение пока только в приводе средств малой механизации при работе на холодном воздухе с давлением 0,5-0,6 МПа [8].

Промышленные образцы ротационных двигателей все же существуют. Кратко рассмотрим их. В 50-60-х годах XX века Ф. Ванкель разработал роторно-поршневой двигатель (РПД) внутреннего сгорания. В нем вращательное движение рабочих элементов сочетается с периодическим чередованием

фаз процесса, т.е. впуска воздуха, его сжатия, сгорания топлива и расширения газов и выпуска отработавших газов [9]. Доведенный к 70-м годам XX века до промышленного производства, Ванкель не выдержал конкуренции с появившимися к этому времени быстроходными дизельными двигателями, имеющими более высокие технико-экономические показатели. В результате все компании, имевшие лицензию на производство РПД, свернули программы по освоению и расширению их производства. В настоящее время только японская компания «Мазда» производит РПД и автомобили с ними в ограниченном объеме, поставляя их на американский рынок, где, как известно, потребитель не воспринял дизельные двигатели на легковых автомобилях, что обеспечивает нишу для поставки бензиновых автомобилей с РПД [10].

Имеются и чисто ротационные двигатели, которые относятся к двигателям внешнего сгорания, что обеспечивает организацию поточного процесса. Таким двигателем является газовая турбина – газотурбинные установки (ГТУ). Высокие технико-экономические показатели и успехи применения ГТУ в авиации побудили к попытке применить их для автомобилей [11]. Однако при малых мощностях, характерных для автомобилей, ГТУ резко снижают эффективность [12]. Причина этого в кинетическом принципе преобразования энергии газов, наличие необходимых технологических зазоров в проточной части турбины.

Попытка применения ГТУ на автомобиле показала, что в этом секторе и таком мощностном ряду альтернативы двигателям объемного типа нет. Это подтверждает также сопоставление паровых турбин и поршневых машин, показывающее, что если при мощностях 4000 кВт и более удельный расход рабочего тела при аналогичных начальных параметрах различается незначительно (на 20-25%), то при уменьшении мощности до 300 кВт различие составляет 3,6 раза в пользу объемных машин [13]. Таким образом, в мощностном ряду автотракторных двигателей альтернативы объемному принципу нет (что не исключает применение турбин в качестве утилизационных систем).

В области объемных ротационных двигателей с поточным процессом имеется ряд теоретических разработок. Так, имеется вариант двигателей, в которых ротор с винтовой поверхностью обкатывается внутри статора, имеющего соответствующую винтовую поверхность на внутренней стороне [14-16]. Близкое решение предлагается в работах [17, 18].

Теоретически такие двигатели возможны. Однако сложная конструкция взаимодействующих поверхностей статора и ротора пока не позволила авторам реализовать идею даже на опытном образце.

Имеются варианты, предлагающие решение в области объемных машин на уровне «суперсовременных двигателей XXI века» [19]. К сожалению, слабая теоретическая проработка не позволяет рассматривать их как реальный вариант решения проблемы. Единственным положительным выводом такой работы является применение термина «турбина объемного расширения», т.е. ротационный двигатель, в котором процесс базируется на вращательном движении рабочих элементов двигателя.

Ротационные машины объемного принципа также существуют. Это винтовые машины. Разработанные в 30-х годах XX века Лисхольмом как винтовой компрессор [20], винтовые машины, как всякие объемные машины, являются обратимыми. При подаче в них газового рабочего тела под давлением они работают как двигатель, преобразуя потенциальную энергию газа в механическую энергию вращения ротора, причем, непосредственно воздействуя на ротор без каких-либо промежуточных механизмов преобразования движения.

Винтовые компрессоры в настоящее время производятся многими фирмами, в России – Челябинским компрессорным заводом. В последнее время винтовые машины стали применять как двигатели. В частности, винтовые двигатели применяются для создания электрогенерирующей надстройки на паровых котельных [21, 22]. В России применением винтовых машин в качестве паровых двигателей занимаются организации «Малая независимая энергетика» (Москва), «Эко-Энергетика» (Санкт-Петербург), ВМ-энергия» (Уфа). Винтовые двигатели мощно-

стью от 250 до 2000 кВт работают на паре давлением 1,3 МПа и температуре 250-300°C. При этом давление пара на выходе составляет 0,5-0,6 МПа.

Малый перепад давления, срабатываемый в винтовых машинах, связан с тем, что они имеют степень сжатия/расширения 4,0-4,5. Это вполне приемлемо для паровых агрегатов и сочетается с технологией паровых котельных, но как альтернатива ДВС этого недостаточно.

Идея винтового двигателя глубокого расширения высказывалась рядом авторов. Так, имеются схемы применения винтовых машин при их ступенчатом включении. При этом степень расширения достигается равной 16-20, т.е. на уровне дизельных двигателей. Такое предложение было теоретически обосновано [23]. Более того, австрийская компания «Биоэнергетические системы» на двух объектах применила систему двухступенчатого включения винтовых машин, работающих на привод одного электрогенератора через редуктор сбора мощности [24]. Суммарная мощность двухступенчатых установок с винтовыми двигателями составила 710 кВт. При начальном давлении 2,5 МПа давление пара на выпуске после винтовых двигателей составило 0,05-0,15 МПа, т.е. практически вся потенциальная энергии преобразована в механическую энергию.

Применительно к транспортным установкам наиболее конструктивно вопрос высоких технико-экономических показателей двигателя за счет большой степени расширения решается применением конических роторов с винтовой поверхностью. Такие идеи существовали и ранее, имеется несколько зарубежных патентов, но применение в качестве ДВС конических винтовых роторов можно считать заслугой нового XXI века. Так, московские авторы изложили принцип винтового ДВС, включая как винтовой компрессор, так и винтовую расширительную машину (детандер, экспандер) в 2003 г. [25]. Подобную схему, изложенную чешскими авторами, рассматривали на международной конференции по изобретательской деятельности в Бельгии в 2006 г., а комментировал и дал положительное заключение эксперт из Японии [26].

В теоретическом плане винтовые машины глубокого расширения с коническими роторами (как компрессор, так и как экспандер, т.е. расширительные машины или, по существу, двигатели) исследуются в настоящее время в Тольяттинском университете [27, 28]. Но в данном случае винтовые машины рассматриваются на низкие параметры применительно к системам наддува дизельных двигателей, систем кондиционирования.

Анализ развития проблемы ротационных двигателей показал, что практическая реализация винтовых машин глубокого расширения отсутствует.

Для решения этой задачи необходимо выполнить несколько этапов. Первый – теоретически обосновать профиль винтовой поверхности. Решая эту задачу, авторы пришли к следующему выводу. Все предыдущие решения в этой области базировались на теории зубчатых зацеплений (шестерен). Такой принцип применим при малой степени расширения. При переходе к большой степени расширения задача решается не на принципах шестеренных зацеплений, а по типу резьбовых соединений (с внешним зацеплением). Это позволяет, во-первых, иметь любую необходимую степень расширения. Во-вторых, профиль винтовой поверхности образуется в виде гребней и впадин трапецевидной формы с плоскими боковыми гранями, которые при взаимном контакте роторов образуют плотный контакт. Такой профиль винтовой поверхности проще в изготовлении, кроме того, контакт плоских поверхностей позволяет гарантированно обеспечить газовую плотность в местах контакта роторов.

Подобный профиль винтовой поверхности роторов требует применение синхронизирующих шестерен для согласования вращения роторов и передачи мощности на один вал. Но наличие пары зубчатых колес конической формы с точки зрения технологии изготовления является существенно более простым техническим решением при наличии плоских поверхностей контакта роторов, по сравнению с контактом криволинейных поверхностей, что имело место в других известных конструкциях винтовых машин.

Вторая задача связана с технологией получения винтовой поверхности на коническом роторе. Из теоретических расчетов следует, что шаг винтовой навивки по длине конического ротора должен плавно изменяться. Это усложняет технологию изготовления, так как требует применения, а возможно и разработки сложных станков с электронным управлением. Например, для московского варианта винтового двигателя его авторами разработана конструкция станка для нарезания сложных сферовинтовых поверхностей [29]. Естественно, что выполнение специализированного станка существенно усложнит и увеличит стоимость работ по освоению двигателя нового типа.

Более простое решение возможно при применении винтовой поверхности со ступенчатым изменением шага. В этой области «...в зависимости от типа траектории возможны варианты получения цилиндрических и конических винтовых поверхностей, а также винтов с постоянным и переменным шагом...» [30]. Авторы использовали такой подход к решению задачи технологии изготовления винтовой поверхности. Проектируя ротор с углом конусности 20° с диаметрами 160 и 40 мм при длине 40 мм, получено, что на серийном токарном станке КТ-20 Московского завода «Красный пролетарий», используя шаги продольной подачи 112, 96 и 80 мм, на конической поверхности ротора получена двухзаходная винтовая поверхность с геометрией винтовой поверхности, близко соответствующей расчетным параметрам. По такой технологии была изготовлена модель основного ротора из капроластана (рис. 1, 2).



Рис. 1. Нарезка на коническом роторе винтовой поверхности на серийном токарном станке

По полученной модели в дальнейшем планируется получение рабочего ротора методом точного литья.



Рис. 2. Модель основного ротора винтовой расширительной машины. Диаметры 160 / 40 мм, угол конусности ротора 20° , длина винтовой части 400 мм, винтовая поверхность в виде двухзаходной резьбы на четыре оборота с шагами 112, 96 и 80 мм

Основным принципом в винтовом двигателе является получение замкнутых спиральных камер между ротором и корпусом. При этом основной ротор и ротор-спутник должны взаимно стыковаться боковыми поверхностями с винтовой нарезкой, образуя плотный контакт.

Наличие модели основного ротора с винтовой поверхностью при ступенчатом изменении шага позволяет получить модель ротора-спутника методом формования его из пластичного материала. Для этого необходимо приспособление для закрепления в подшипниках основного ротора и вала ротора-спутника, вращение которых согласуется синхронизирующими шестернями. Методом обкатки на валу ротора-спутника формируется винтовая поверхность, точно соответствующая винтовой поверхности основного ротора.

Далее по модели ротора-спутника методом точного литья выполняется рабочий вариант ротора.

Таким образом, выполнены первые этапы освоения винтовой машины глубокого расширения. Полученная модель ротора является основной операцией, в результате которой появляется возможность как выполнить модель парного ротора, так и выполнить рабочие роторы из металла.

Библиографический список

1. Rotary Steam Engines [Электронный ресурс] / www.dself.dsl.pipex.com/MUSEUM/POWER/roraryengines.

2. Маленький двигатель с большим будущим [Электронный ресурс] / www.ideyka.ru/NEMA/izobretenie?dvigun?dvigun.html.
3. Пат. 2099556. Российская Федерация. Роторный двигатель Курочкина [Текст] / А.Г. Курочкин. Заяв. 01.11.1994.
4. Псковские ученые создали модель «двигателя будущего» [Электронный ресурс] / www.rian.ru/science/20081124/155796803/html.
5. В Пскове представили действующую модель роторно-лопастного двигателя [Электронный ресурс] / www.hitech.werb.ru/index.php?newsid=11289.
6. Панченко, В.М. Роторные двигатели нового поколения [Электронный ресурс] / www.rotor68.ru/avtor.htm (Патенты РФ № 2116475, 27.06.2998; № 2175397, 27.10.201; №223278, 10.07.2004; 2229610, 27.05.2004; №2251007, 27.04.2005).
7. Диск-швейцар пропускает поршни в канадском торе [Электронный ресурс] / www.nenbrana.ru/articles/technic/2006/12/13/193400.html.
8. Строительные машины и оборудование. Пневматические ручные машины [Электронный ресурс] / www.stroy-technics.ru/article/pnevmaticheskie-ruchnye-mashiny.
9. Бениович, В.С. Роторно-поршневые двигатели [Текст] / В.С. Бениович, Г.Д. Апазиди, А.М. Бойко. - М. Машиностроение, 1968.
10. Последняя разработка РПД Mazda Renesis 16X [Электронный ресурс] / www.mazda.com/mazdaspirit/rotary/16x/.
11. Мацкерле, Ю. Современный экономичный автомобиль [Текст] / Ю. Мацкерле. - М.: Машиностроение, 1987. - 320 с.
12. Некрасов, В.Г. Направления развития автомобильных газовых турбин и определение их оптимальных параметров [Текст] / В.Г. Некрасов // Тяжелое машиностроение. - М.: 1999. №10. - С. 13-21.
13. Жигалов, В.А. Паровая машина – это актуально! [Текст] / В.А. Жигалов // Промышленная энергетика. - М.: 2003. - № 7. – С. 22-23.
14. Пат. 2155272. Российская Федерация. Роторно-волновой двигатель [Текст] / И.П. Седунов. Заяв. 13.07.1999.
15. Седунов, И.П. Роторно-волновой двигатель: геометрическое обоснование элементов конструкции. Основы рабочего процесса. [Текст] / Двигателестроение. – СПб.: 2001. - №2. -С. 39-43, 2001. - №3. -С. 39-41.
16. Нетрадиционные решения энергетических проблем. Роторно-волновой двигатель [Электронный ресурс] / И.П. Седунов www.volnovoidvigatel.ru.
17. Пат. 2377414. Российская Федерация. Роторный конусно-винтовой двигатель [Текст] / Б.И. Айметдинов. Заяв. 24.10.2007.
18. InnovateRussia.ru. Айметдинов, Б.И. Зворыкинский проект. Блог проекта «Семейство роторных конусно-винтовых силовых машин» [Электронный ресурс] / Б.И. Айметдинов. -www.zv.innovaterussia.ru/zc_project/project/blog/2739.
19. Романов, В.А. Суперсовременные тепловые двигатели XXI века [Электронный ресурс] / В.А. Романов. - www.rovlan.narod.ru.
20. Винтовые компрессорные машины [Текст] / П.Е. Амосов, Н.И. Бобриков, А.И. Шварц [и др.] - Л.: Машиностроение, 1977. - 256 с.
21. Боровков, В.М. Паровая винтовая машина мощностью 1000 кВт для использования в малой энергетике [Текст] / В.М. Боровков, О.А. Бородина // Материалы науч. – практ. конф. «Малые и средние ТЭЦ. Современное состояние», Московская обл. Одинцовский район, УМЦ «Голицино», 7-9 сентября 2005.
22. Гузаиров, Р.М. Паровая винтовая машина ПВМ-2000АГ. [Текст] / Р.М. Гузаиров, С.Р. Березин, Р.М. Ахмедшин // Материалы науч.-практ. конф. «Малые и средние ТЭЦ. Современное состояние», Московская обл. Одинцовский район, УМЦ «Голицино», 7-9 сентября 2005.
23. Сотников, В.О. О движущей силе заветов и о последователях, которые способны развивать эту силу [Текст] / В.О. Сотников.- Донецк: Норд-Пресс, 2006. - 160 с.
24. Bioenergy system. [Электронный ресурс] / www.be-sys.com.
25. Горлов, Е. Винтовой двигатель внутреннего сгорания [Текст] / Е. Горлов, А. Коньшин, В. Спичкин // Двигатель. – М.: 2003. - №1. - С. 34-36.
26. Perna, V. New Motor and TRIZ Evaluation [Электронный ресурс] / V. Perna, B. Bu-

sov, P. Jirma. - www.asaka-gu.as.jp/php/nakagawa/TRIZ/eTRIZ/epapers/e2. www.translate.google.com/tranlate?js=y&prev=t&hl=ru&hl=ru&ie=UT.

27. Пат. 2372524. Российская Федерация. Компрессор-экспандер с коническими роторами [Текст] / Е.Д. Кальней, В.Н. Максименко. – Заяв. 13.04.2007. Бюл. №31, 10.11.2009.

28. Конические винтовые роторы для компрессорных установок. VIII Московский международный салон инноваций и инвестиций [Электронный ресурс] /

www.salon.exteach.ru/salon8/db/proj/php?kod-proekta=2924.

29. Пат. 2309028. Российская Федерация. Способ формообразования сферовинтовых конических зубчатых поверхностей и устройство для его реализации [Текст] / Е.Б. Коньшина. Заяв. 10.10.2005.

30. Получение геометрии винтовой части роторов винтовых компрессоров [Электронный ресурс] / www.comair.ru/info/39.html.

FAN ENGINE RESEARCH

© 2011 A. G. Murzagaliev, V. G. Nekrasov

Aktubinsk state university named by K. Jubanov, Actobe, Kazakhstan

The analysis of development of rotational engines has done. In our time among rotational engines rotor-piston engines, blade turbines and fan engines are known. In this article is shown that in the field of autotractor engines any of these types of rotational engines cannot be alternative to piston engines existing today. High technical and economic indicators can be received on the rotational engine of volume type of deep expansion. Such design is realised on the basis of conic fan elements. The broad machine of deep expansion ideas expressed but not realised in an industrial version of the engine. In this work it is proved a principle of blading of a fan surface on a conical rotor. The manufacturing technology is developed and the model of a rotor full-scale is executed from plastic.

Engines, 3D-engines, piston engines, rotational engines, rotor-piston engines, blade turbines, fan engines, fan expansion machine.

Информация об авторах

Мурзагалиев Ахмет Жакеевич, кандидат технических наук, декан технического факультета Актюбинского государственного университета. Тел.: 8702-274-64-62. E-mail: vadim.n@nursat.kz. Область научных интересов: тепловые двигатели.

Некрасов Вадим Георгиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автотранспорта Актюбинского государственного университета. Тел.: 8777-257-67-08. E-mail: vadim.n@nursat.kz. Область научных интересов: тепловые двигатели.

Murzagaliev Axmet Gakeevich, Candidate of Technikal Sciences, The Head of Technical Faculty of Aktubinsk state university named by K. Jubanov. Phone: 8702-274-64-62. E-mail: vadim.n@nursat.kz. Area of research: Engne.

Nekrasov Vadim Georgievich, Candidate of Technikal Sciences, associate Professor of Aktubinsk state university named by K. Jubanov. Phone: 8777-257-67-08. E-mail: vadim.n@nursat.kz. Area of research: Engne.

**ПРИКЛАДНЫЕ АСПЕКТЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДИКИ
ЧИСЛЕННОГО ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЖРДМТ
С УЧЕТОМ НЕИДЕАЛЬНОГО ПРОТЕКАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ**

© 2011 М. В. Силютин, С. А. Шустов

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

Излагаются результаты использования методики численного термогазодинамического расчета ракетных двигателей малой тяги (РДМТ) с учетом неидеального протекания рабочих процессов в камере сгорания [1,2] для решения прикладных задач. Первая из этих задач связана с анализом предельно достижимых энергетических характеристик перспективного РДМТ на для малых космических аппаратов (МКА) тягой 6 Н на экологически чистых компонентах H_2 (газ) и O_2 (газ), а вторая - с использованием жидкостного ракетного двигателя малой тяги (ЖРДМТ) на штатных компонентах топлива АТин и НДМГ для моделирования тепловых потоков, действующих на космические аппараты, входящие в атмосферу планет с гиперзвуковыми скоростями.

Жидкостный ракетный двигатель малой тяги (ЖРДМТ), модель рабочих процессов, методика проведения испытаний, тепловой поток, неидеальное протекание рабочих процессов в камере сгорания.

Анализ предельно достижимых энергетических характеристик перспективного ГРДМТ тягой 6 Н на экологически чистых компонентах H_2 (газ) и O_2 (газ)

Применительно к созданию малых космических аппаратов возникает потребность в сравнительной оценке габаритных и энергомассовых параметров двигательных установок (ДУ), использующих ЖРДМТ на штатных компонентах топлива НДМГ + АТин и РДМТ на перспективных газообразных экологически чистых компонентах H_2 (газ) и O_2 (газ) (ГРДМТ), являющихся продуктами электролиза воды. Основные преимущества ГРДМТ на газообразных компонентах H_2 (газ) и O_2 (газ) заключаются в следующем.

Во-первых, улучшаются динамические свойства МКА за счет приближения реальной формы импульса тяги ГРДМТ к идеальной прямоугольной и, соответственно, приближения реального предельного цикла движения – к теоретическому. Это обеспечивает повышение точности выполнения маневра и минимизацию затрат топлива на его выполнение. Во-вторых, существуют предпосылки снижения массовых параметров ДУ при одинаковом суммарном импульсе за счет снижения массы более высокоэнергетичного топлива, необходимого для выполнения программы полета, и создания дополнительных агрегатов и элементов ДУ с высоким массовым совершенством (например, использование электролизеров с твер-

дополимерным электролитом и т.д.). В-третьих, снимается проблема загрязняющего воздействия факела ЖРДМТ на элементы МКА (солнечные батареи, оптические устройства и т.д.), улучшается экология собственно атмосферы МКА, снижаются требования по технике безопасности к стендовым установкам и др.

Разработка эффективных и надежных ЖРДМТ на компонентах $H_{2r} + O_{2r}$ представляет собой достаточно сложную научно-техническую задачу. Это обусловлено следующими причинами. Во-первых, необходимо создание высокодинамичной эффективной маломассогабаритной и надежной системы зажигания несамовоспламеняющихся компонентов ракетного топлива типа $H_{2r} + O_{2r}$; во-вторых, учитывая малую размерность ГРДМТ, ограниченное число смесительных элементов на форсуночной головке двигателя, малые объемы камер сгорания, организацию рабочего процесса в двигателе при стехиометрическом соотношении компонентов топлива (по условиям работы электролизера), - нахождение принципиально отличных от известных способов смесеобразования газообразных компонентов топлива; в-третьих – потребность использования новых конструктивных материалов (новых технологий) для обеспечения допустимого теплового состояния конструкции двигателя.

В связи с этим далее показана возможность использования разработанной методи-

ки расчета [1] для определения предельно достижимых значений удельного импульса тяги в пустоте для ГРДМТ тягой 6 Н на газообразных экологически чистых компонентах H_2 (газ) и O_2 (газ) с учетом неидеального протекания рабочих процессов в камере сгорания.

Результаты расчетного определения предельно достижимой величины удельного импульса в пустоте ГРДМТ тягой 6 Н с учетом неидеального протекания рабочих процессов в камере сгорания и сопле приведены на рис. 1 и 2.

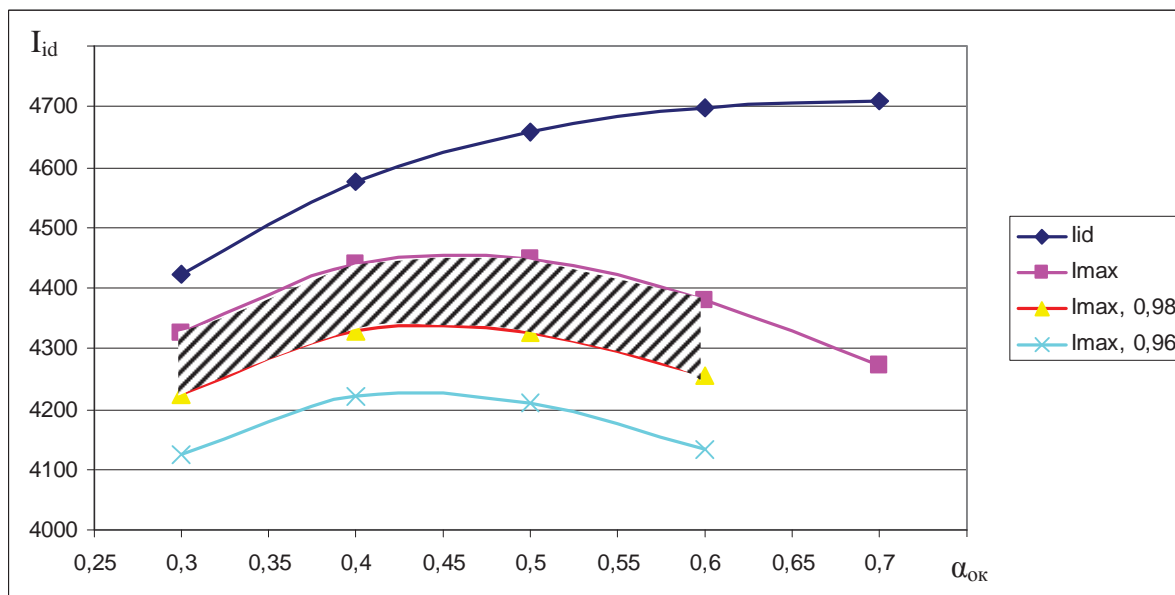


Рис. 1. Зависимость удельного импульса в пустоте от $\alpha_{ок}$ с учетом неидеального протекания рабочих процессов в камере сгорания и сопле

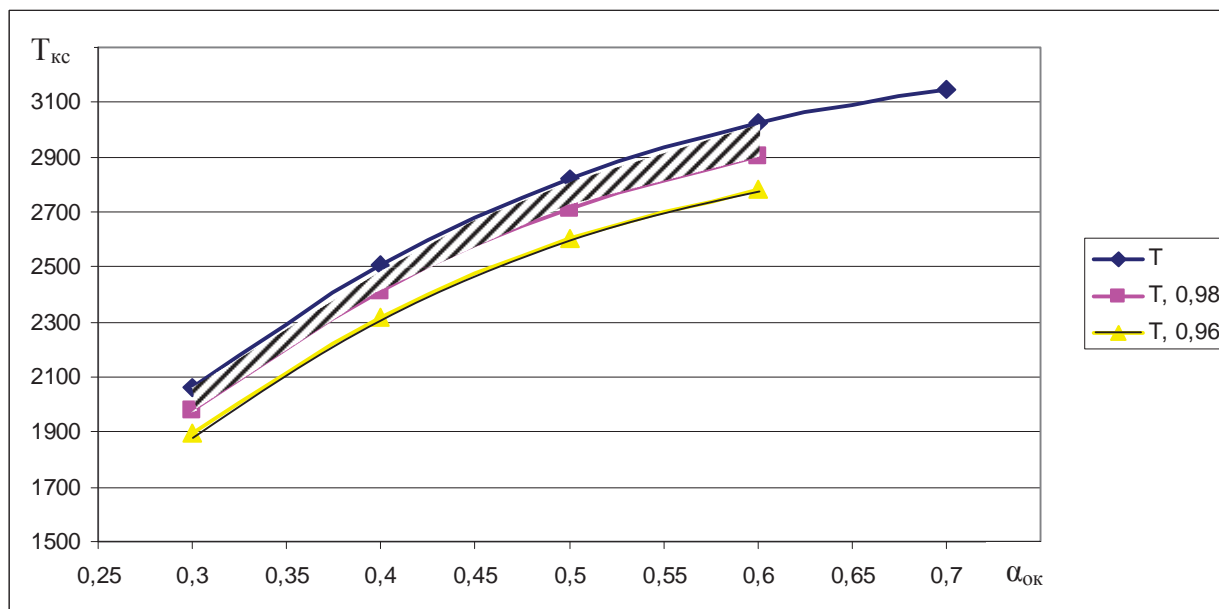


Рис. 2. Зависимость температуры в камере сгорания от $\alpha_{ок}$ с учетом неидеального протекания рабочих процессов в камере сгорания и сопле

Эти результаты приводят к следующим выводам:

- предельно достижимые значения удельного импульса в пустоте достигаются

при коэффициенте избытка окислителя $\alpha_{ок}=0,4$ для геометрической степени расширения сопла $\bar{F}_a = 275$ (контур сверхзвуковой части сопла соответствует первой линии

тока для числа Маха на срезе сопла $M_a = 6,184$) и составляют: $I_{y,п} = 4329$ м/с при $\varphi_{pk} = 0,98$; $I_{y,п} = 4220$ м/с при $\varphi_{pk} = 0,96$ (где φ_k - коэффициент камеры сгорания);

- температура продуктов сгорания на входе в сопло T_{oc} при $\alpha_{ок}=0,4$ находится в диапазоне от $T_{oc}= 2412$ К при $\varphi_{pk} = 0,98$ до $T_{oc}= 2315$ К при $\varphi_{pk} = 0,96$;

- величина φ_{pk} в процессе эксперимента определяется из соотношения

$$\varphi_{pk} = \varphi_{\beta} \cdot \mu_c ,$$

где φ_{β} - коэффициент полноты расходного комплекса, коэффициент расхода $\mu_c = 0,983$ (определена расчетным путем в процессе термогазодинамического расчета).

Таким образом, приведенные результаты показывают возможность существенного повышения эффективности процесса проектирования и резкого сокращения объема экспериментальной доводки перспективных РДМТ за счет использования методики [1,2] численного термогазодинамического расчета РДМТ с учетом неидеального протекания рабочих процессов в камере сгорания.

Об использовании сверхзвуковых струй штатных ЖРДМТ для моделирования тепловых потоков, действующих на космические аппараты, входящие в атмосферу планет с гиперзвуковыми скоростями

В настоящее время весьма актуальной является проблема посадки малых космических аппаратов на поверхность планет, имеющих достаточно плотную атмосферу. Одна из ключевых проблем связана с обеспечением допустимого теплового состояния этих спускаемых космических аппаратов, входящих в атмосферу планет с первой либо второй космической скоростью. Тепловой нагрев обусловлен их торможением в верхних слоях атмосферы планет от гиперзвуковой скорости (порядка 30 М) до звуковой скорости (300 м/с). Как известно, при гиперзвуковом обтекании спускаемого МКА возникает мощная ударная волна, за которой давление и температура воздуха резко возрастают, что приводит к появлению чрезвычайно больших тепловых потоков и воз-

можному нагреву корпуса МКА до недопустимых температур.

Величина теплового потока зависит от скорости входа спускаемого аппарата в атмосферу планет, плотности атмосферы планеты, массы и конфигурации спускаемого аппарата. На рис. 3 показаны зависимости теплового потока при спуске с первой космической скоростью в атмосферу Земли для спускаемых аппаратов различной массы и формы. Эти результаты показывают, что диапазон тепловых потоков весьма велик и составляет от 0,2 до 2 МВт/м². Поэтому надежное определение этих тепловых потоков является весьма актуальной проблемой.

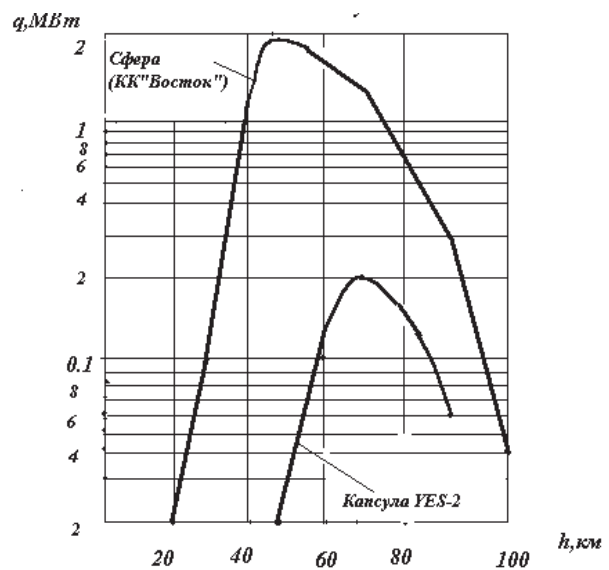


Рис. 3. Зависимость теплового потока от высоты спуска

Анализ показывает, что только лишь расчетным путем определить с достаточной надежностью приемлемость теплового состояния космических аппаратов в процессе их спуска в атмосферу планет не представляется возможным вследствие слишком большой неопределенности как в величине фактического теплового потока, так и в недостаточной степени знания теплофизических свойств используемых теплозащитных материалов из-за их новизны. В этих условиях наиболее надежным способом определения надежности теплозащиты является прямая экспериментальная проверка ее эффективности. Однако здесь возникает проблема надежного моделирования в процессе проведения эксперимента теплового состояния теплозащитного покрытия в условиях, максимально приближенных к натурным в

процессе спуска космических аппаратов в атмосферу планет.

Основным недостатком существующих экспериментальных методов, способных обеспечить требуемую величину тепловых потоков за счет использования мощных плазмотронов, является их дороговизна. Поэтому авторами данной работы предлагается

для моделирования тепловых потоков в лобовой точке спускаемых МКА в атмосферу планет использовать сверхзвуковые струи штатных ЖРДМТ. Схема экспериментальной установки, обеспечивающей реализацию данной идеи, показана на рис. 4.

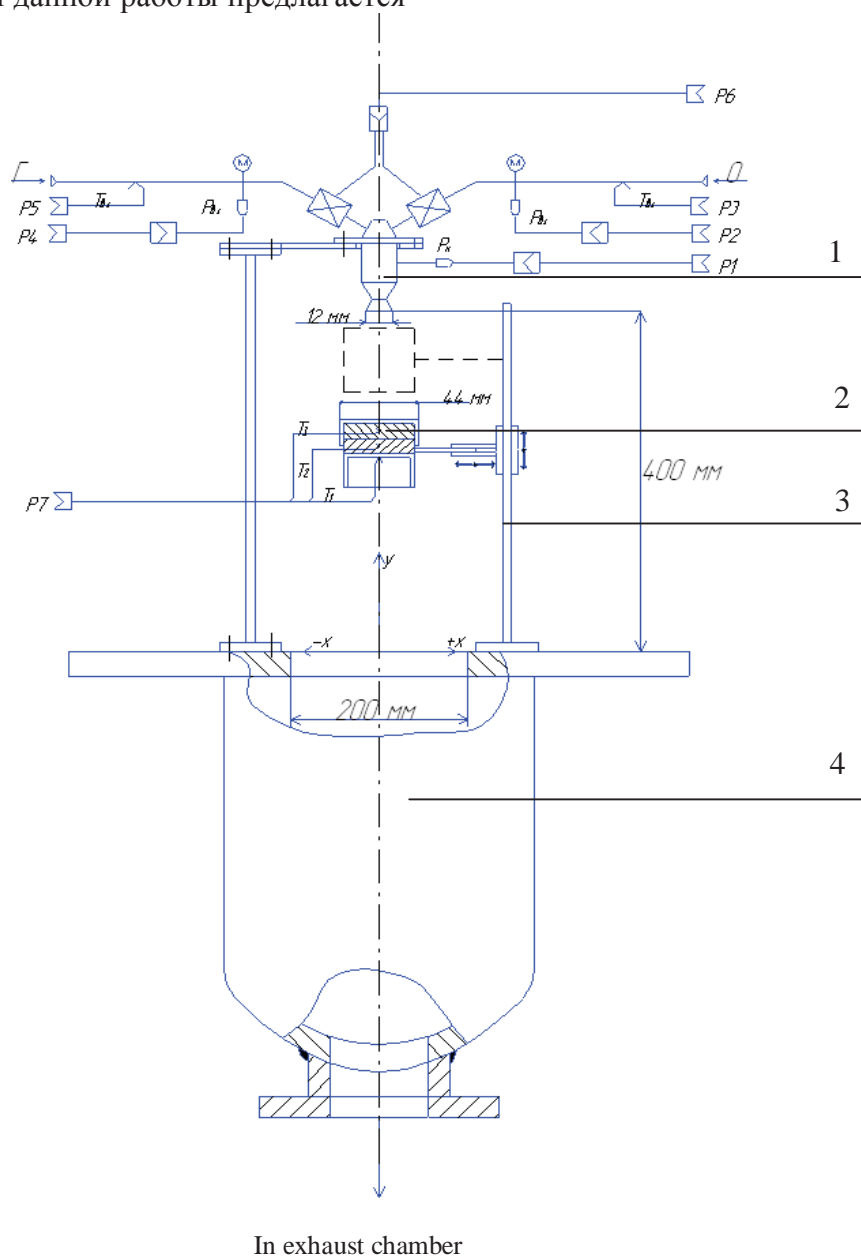


Рис. 4. Схема экспериментальной установки для экспериментального исследования эффективности теплозащиты спускаемых аппаратов в атмосферу планет

Основными элементами этой экспериментальной установки являются:

- 1) штатный ЖРДМТ;
- 2) испытываемый образец теплозащиты;
- 3) штатив крепления;
- 4) утилизирующая камера;

5) система управления и регистрации.

Кроме того, в состав экспериментальной установки входит система управления подачей компонентов топлива, а также система регистрации измеряемых параметров,

их обработки и визуализации с помощью персональной ЭВМ.

Испытуемый образец располагается на штативе, конструкция которого позволяет изменять расстояние от среза сопла ЖРДМТ до испытываемого образца. Это необходимо для того, чтобы изменять интенсивность (величину) теплового потока, воздействующего на образец. В процессе экспериментального исследования использовался штатный ЖРДМТ тягой 50 Н на самовоспламеняющихся компонентах топлива АТин и НДМГ со следующими параметрами: давление на входе в двигатель по каждой из топливных магистралей 1,2 МПа, давление в камере сгорания $p_{oc} = 0,6$ МПа, коэффициент избытка окислителя, определенный по массовым расходам каждого из компонентов, $\alpha_{ок} = 0,6$, число Маха на срезе сопла $M_a = 3$. Экспериментально определенный коэффициент полноты расходного комплекса составлял величину $\varphi_{\beta} = 0,75$. В соответствии с методикой [1] этот коэффициент полноты расходного комплекса был представлен в виде $\varphi_{\beta} = \varphi_{\beta}^h \cdot \varphi_{\beta}^T$, где $\varphi_{\beta}^h = 0,94$ - коэффициент, учитывающий

снижение расходного комплекса из-за крупномасштабной неравномерности эпюры соотношения компонентов на входе в сопло, а $\varphi_{\beta}^T = 0,8$ - коэффициент, учитывающий снижение расходного комплекса из-за неполного тепловыделения.

Далее в соответствии с методикой [1,2] был проведен термодинамический расчет всех теплофизических параметров, необходимых для определения величины тепловых потоков, проводился при температуре на входе в сопло $T_{oc} = T_{oc}^{ид} \cdot (\varphi_{\beta}^T)^2$, которая примерно на 40 % ниже температуры $T_{oc}^{ид}$, соответствующей идеальному протеканию рабочих процессов в камере сгорания.

На основе данных проведенного термодинамического расчета расчетно-экспериментальным путем была получена зависимость температуры поверхности испытуемого образца (T) от его расстояния (h) до среза сопла (рис. 5).

По известному значению температуры $T(h)$ определялась зависимость теплового потока от расстояния до среза сопла $q(h)$, представленная на рис. 6.

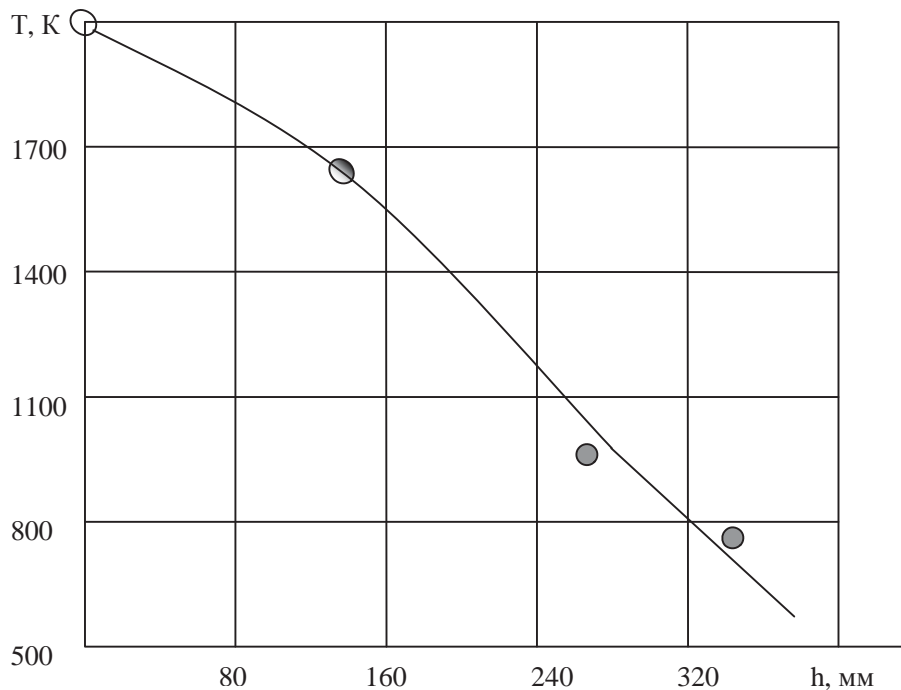


Рис. 5. Результаты экспериментального определения температуры в лобовой точке экспериментального образца

Для расчетного определения зависимостей $T(h)$ и $q(h)$ на рис. 5 и 6 использовалась методика расчета, изложенная в [1,2]. Результаты, представленные на рис. 5 и 6,

показывают, что с помощью струй штатных ЖРДМТ имеется возможность моделировать тепловые потоки, соответствующие спускам в атмосфере таких планет, как Зем-

ля, Марс, Венера, Сатурн. Основными достоинствами предложенного метода являются широкий диапазон моделирования тепловых

потоков и низкая стоимость проведения испытаний.

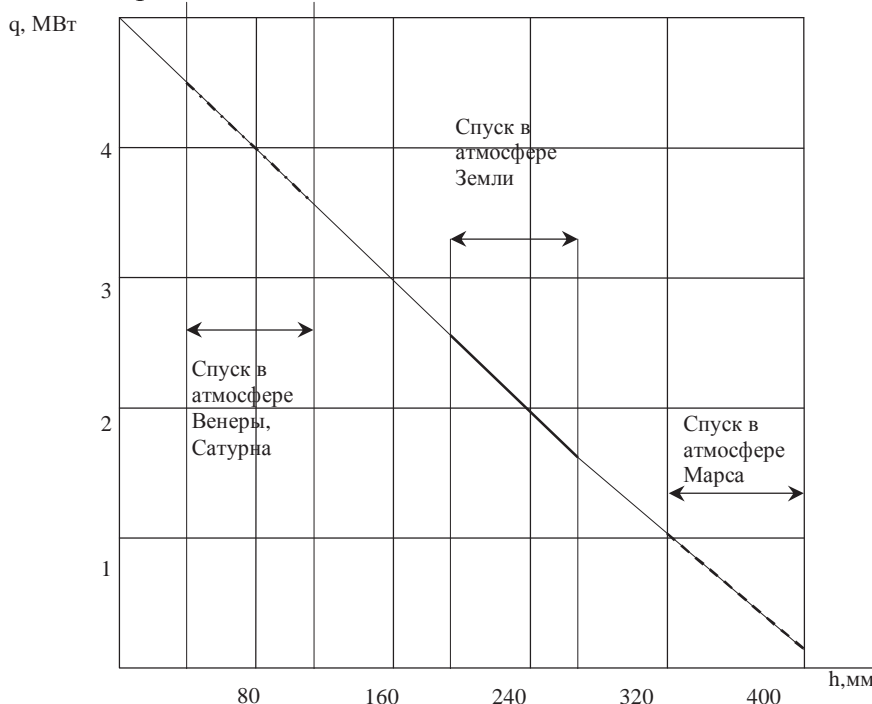


Рис. 6. Результаты экспериментального определения величины теплового потока в лобовой точке

Ниже излагаются результаты предлагаемого подхода применительно к решению проблемы обеспечения безопасного спуска в атмосферу Земли спускаемой капсулы в рамках проекта YES-2.

Проект Европейского космического агентства спутник Young Engineers Satellite 2 (YES-2) (второй спутник молодых инженеров) — это спутник, который был создан почти исключительно студентами инженерных специальностей по заказу Европейского космического агентства на базе фирмы Delta-Utec SRC. В проекте участвовали аэрокосмические вузы таких стран как: США, Канада, Франция, Германия, Италия, Англия, Польша, а с 2003 года в этом проекте впервые начал участвовать СГАУ [приказ 123-0 от 02.06.03.].

Основные результаты экспериментальной части работы сводятся к следующему:

- экспериментально подтверждена работоспособность Nextel в комбинации с Alumina на 5 - секундном тесте ($H=340$ мм, $q=0,5$ МВт/м²);
- установлено, что при температуре порядка 1000К комбинация Nextel + 10мм Alumina + 10мм Plastic разрушилась из-за

прогара Nextel через 4,2 с ($H=290$ мм, $q=0,8$ МВт/м²);

- установлено, что при температуре порядка 1200К комбинация Nextel + Alumina (10 мм) разрушилась на 0,4 с $q = 1,5$ МВт/м².

Таким образом, при наиболее вероятной величине максимальных тепловых потоков порядка $q=1,5-2,0$ МВт/м² работоспособность комбинации Nextel + Alumina составляет десятые доли секунды, что не гарантирует с достаточной степенью надежность спускаемой капсулы по тепловому состоянию.

Выводы

На примерах анализа предельно достижимых энергетических характеристик перспективного РДМТ на экологически чистых компонентах Н₂ (газ) и О₂ (газ) и моделирования с помощью струй ЖРДМТ тепловых потоков, действующих на малые космические аппараты, входящие в атмосферу планет с гиперзвуковыми скоростями, показана эффективность использования разработанной в [1,2] методики термодинамического расчета с учетом неидеального протекания рабочих процессов в камере сгорания ЖРДМТ.

Библиографический список

1. Силютин, М.В. Физическая модель рабочих процессов в камере сгорания ЖРДМТ со струйно-центробежными форсунками на самовоспламеняющихся компонентах топлива [Текст] / М.В. Силютин, С.А. Шустов // Вестн. Самар. гос аэрокосм. ун-та. - 2011. Вып. 2.

2. Силютин, М.В. Создание и апробация электронного справочника по термогазодинамическим свойствам продуктов сгорания ракетных двигателей с учетом неидеальности рабочего процесса [Текст] / М.В. Силютин // Вестн. Самар. гос аэрокосм. ун-та. - 2009. Вып. 3. Ч.2. - С. 14-24.

ASPECTS OF THE NUMERICAL METHOD CALCULATING THERMOGAZODYNAMIC LREST BASED ON NOT PERFECT PASSING OF WORKFLOWS IN THE COMBUSTION CHAMBER

© 2011 M. V. Silyutin, S. A. Shustov

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

Are stated results of using methodic of numerical thermogasdynamic calculating of rocket engine of small thrust (LREST) with account of not the ideal course of workflows in the combustion chamber.

Liquid rocket engine of small thrust (LREST), model workflows, test methodology, not the ideal course of workflows in the combustion chamber.

Информация об авторах

Силютин Максим Владимирович, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, инженер научно-исследовательского центра космической энергетики Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: термогазодинамические процессы в жидкостных ракетных двигателях.

Шустов Станислав Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: термогазодинамические процессы в жидкостных ракетных двигателях.

Silyutin Maxim Vladimirovich, assistant of department theory of aircraft engine Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area of research: thermogasdynamic process in liquid rocket engine.

Shustov Stanislav Alekseevich, Candidate of technical Sciences, associate Professor of theory of aircraft engine department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area of research: thermogasdynamic process in liquid rocket engine.

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В БАЛЛОНЕ С КРИОГЕННОЙ ЗАПРАВКОЙ БОРТОВОЙ ДРОССЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

© 2011 А. И. Довгялло, Д. В. Сармин, Д. А. Угланов

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

Представлены результаты испытаний баллона с криогенной заправкой (жидкий азот), которые были проведены на уровне давления 4 МПа. Также показано, что поведение параметров в резервуаре время и давление соответствуют модели, принятой в расчетной программе.

Дроссельный эффект, дроссельная система охлаждения, баллон с криогенной заправкой, экспериментальная установка.

В настоящее время обеспечение охлаждения ИК-приемников, элементов оптических систем и других устройств, устанавливаемых на космических летательных аппаратах, является важнейшим требованием, предъявляемым ко многим космическим проектам. Система охлаждения может иметь различные параметры по массе, потребляемой мощности, габаритам, надежности, холодопроизводительности и температуры термостатирования.

Бортовые системы охлаждения можно разделить на два основных типа:

1. *Термомеханические системы охлаждения с замкнутым циклом.*

2. *Системы охлаждения одноразового действия с разомкнутым циклом, использующие, например, газ высокого давления. Эти системы используют хладагенты, находящиеся либо в субкритическом, либо в сверхкритическом состоянии, отвержденные хладагенты, а также жидкие, сохраняемые при комнатных температурах.*

Наипростейшей и наименее дорогой системой охлаждения одноразового действия является система охлаждения, основанная на эффекте Джоуля – Томпсона и использующая газ под высоким давлением от 7 до 60 МПа.

Использование гелия, водорода, аргона или азота дает возможность обеспечить температурный уровень охлаждения от 74К до 4,2К при суммарной мощности тепловыделения объекта от 0,1 до 10 Вт.

Основным ограничением для применения подобных систем является параметр массы баллона, что обуславливается высоким рабочим давлением газообразного хладагента. Преимуществом дроссельной баллонной системы по сравнению с системой охлаждения, основанной на использовании жидкого хладагента, является возможность обеспечения прерывистой (ритмической) работы в течение длительного периода. Системы охлаждения с использованием жидкого хладагента, находящегося в фазовом равновесии с парами хладагента, позволяют обеспечить легко контролируемую практически постоянную температуру охлаждаемого объекта. Эти системы охлаждения могут быть использованы в наземных устройствах, на самолетах и в космических системах.

Из приведенного выше следует, что объективно полезным и своевременным будет разработка и создание универсального оборудования, способного удовлетворять существующим технологиям применения компримированных газов и криогенных жидкостей.

Одними из основных элементов всего комплекса оборудования в этих технологиях являются: емкости для хранения и выдачи продукта и емкости, эксплуатируемые в составе бортовых комплексов на транспортных средствах или летательных аппаратах.

Примером совмещения существующих и перспективных технологий является патент «Топливный баллон» Самарского госу-

дарственного аэрокосмического университета [1]. На рис. 1 представлен эскиз баллона по этому патенту.

Идея заключается в том, что в случае заправки баллона газообразным продуктом он работает как обычный баллон высокого давления, а в случае заправки равным по массе криогенным компонентом баллон работает в более благоприятных условиях по давлению. Внутренняя термосная емкость для криогенного компонента предотвращает тепловые удары, что характерно для обычных криогенных емкостей, и смягчает условия по термоциклической прочности конструкции [2,3].

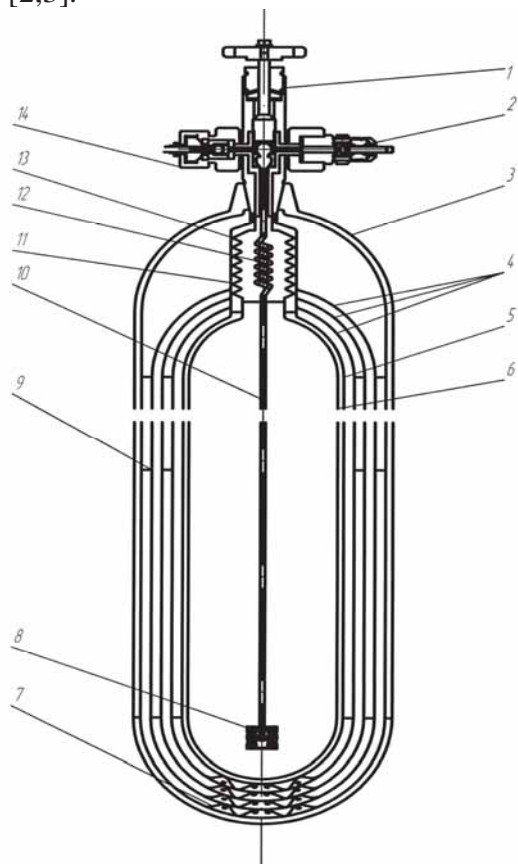


Рис. 1. Универсальный газовый баллон:

1 – вентиль запорный; 2 – клапан предохранительный; 3 – баллон; 4 – изоляция; 5 – изоляция внутренней емкости; 6 – внутренняя емкость; 7 – проставки опорные; 8 – фильтр; 9 – проставки радиальные; 10 – стакан; 11 – трубка заправочная; 12 – змеевик; 13 – сифон; 14 – штуцер

С целью получения энергетических характеристик баллона при бездренажном хранении и в режиме подачи рабочего тела в дроссельную систему была разработана экспериментальная установка, принципиальная схема которой приведена на рис. 2. Основной частью этой установки является макет-

ный образец баллона с криогенной заправкой, выполненный по оригинальной схеме на базе стандартного баллона ГОСТ 949-73. Материал баллона - сталь 30ХМА. С целью уменьшения теплопритоков от стапеля баллона 1 необходимо условие минимального контакта между ним и его основанием, в связи с этим баллон жестко соединен с основанием через специально изготовленные винты с проставками 2. В крышке баллона располагаются пять штуцеров, через два из которых выведены концы термопар 3, другие штуцеры 4 имеют свои отдельные трубопроводы. Один подключен к образцовому манометру 6 для контроля давления в баллоне. Два других штуцера соединены соответственно с дублирующим предохранительным клапаном 7 и с мембранным разрывным предохранительным клапаном 10. Регулирующий вентиль 8 установлен перед расходомером 9.

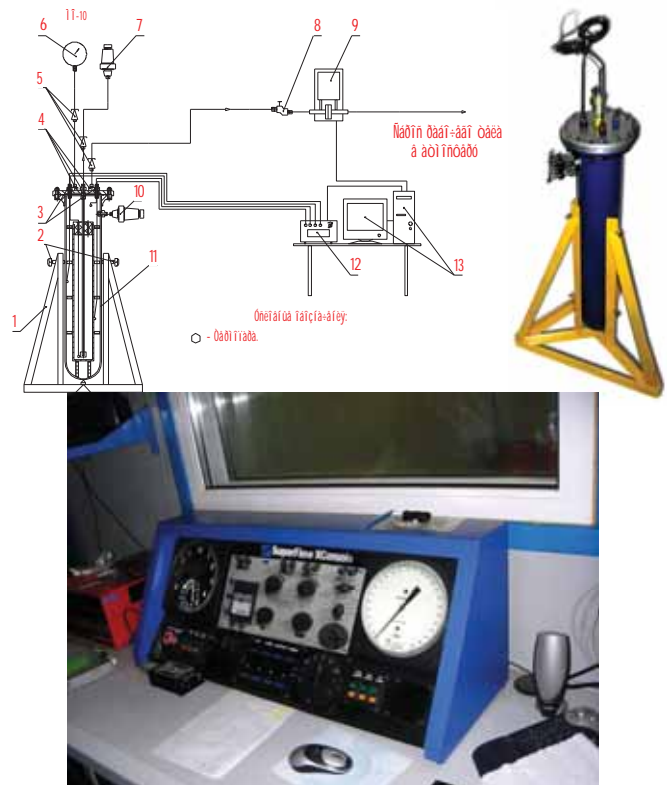


Рис. 2. Экспериментальная установка для исследования баллона с криогенной заправкой

В процессе эксперимента в баллон помещается термосная емкость с жидким азотом (77 К), крышка емкости герметично закрывается и производятся замеры. Показания проволочных хромель-копелевых термопар регистрируются измерительным

потенциометром ПП-63 класса 0,05 (поз.12). Термопары установлены на наружной стенке баллона, внутри газовой полости, а также на стенке и внутри термоса в жидкости.

Экспериментальная установка снабжена системой безопасности (в виде двух различных по конструкции клапанов).

Установка позволяет исследовать энергетические характеристики баллона (изменение температуры и давления в зависимости от времени, а также оценить тепловые потоки). При проведении испытаний экспериментального образца были поставлены следующие задачи: подтверждение работоспособности баллона с криогенной заправкой в полной комплектации (вентиль баллона, термос, экранная теплоизоляция на основе ЭВТИ и т.д.); получение его энергетических характеристик при различных условиях и режимах работы; подтверждение расчетной методики для бездренажного хранения криопродукта и в расходном режиме.

Испытания спланированы в три этапа, каждый из которых обусловлен необходимостью проверки влияния текущих доработок конструкции на характеристики баллона

с криогенной заправкой с учетом поставленных задач.

На рис. 3-7 представлены отдельные результаты выполненных исследований. Их анализ и сравнение с теорией [3,4] позволяют сделать основной вывод о достаточно высоком соответствии экспериментальных данных и расчетной модели, описывающих теплофизику процесса в баллоне. При равных условиях заправки теплофизика процессов подчиняется логике поведения термодинамических систем, а именно при уносе массы (расходный режим) температура у внутренней стенки баллона и температура у внешней поверхности термосной емкости значительно ниже, чем в безрасходном режиме. Это способствует удержанию температуры жидкости на постоянном уровне (около $-180\text{ }^{\circ}\text{C}$), что отражено на рис. 1-2. Эксперимент показывает, что расходный режим при условиях эксперимента (рис. 3-4) позволяет увеличить время подачи жидкого криагента в два раза (до 80 мин). Это подтверждает перспективность использования баллона как возможную технологию использования двухфазной термодинамической системы на примере предлагаемого баллона с криогенной заправкой.

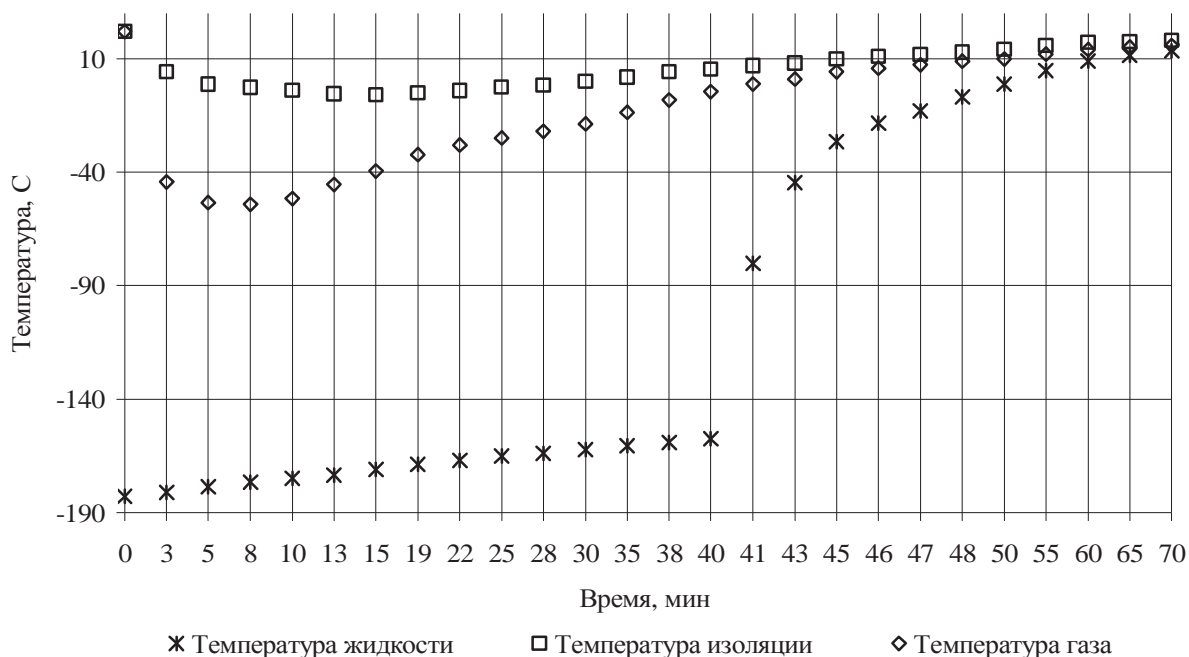


Рис. 3. Изменение температуры жидкости, изоляции и газа в криогенной емкости по времени хранения криопродукта в режиме без расхода (условия заправки – масса азота 250 г, изоляция)

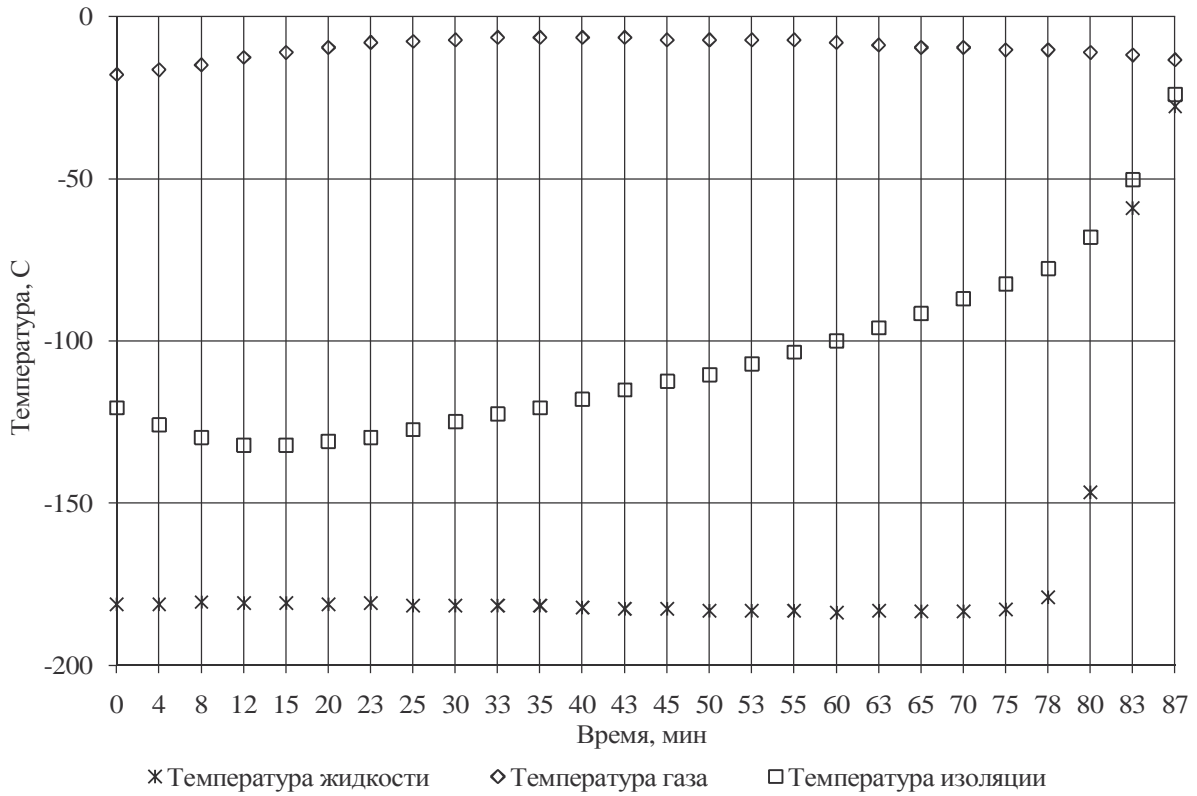


Рис. 4. Зависимость температуры жидкости, изоляции и газа в криогенной емкости от времени хранения криопродукта в расходном режиме (условия заправки – масса азота 250 г, изоляция)

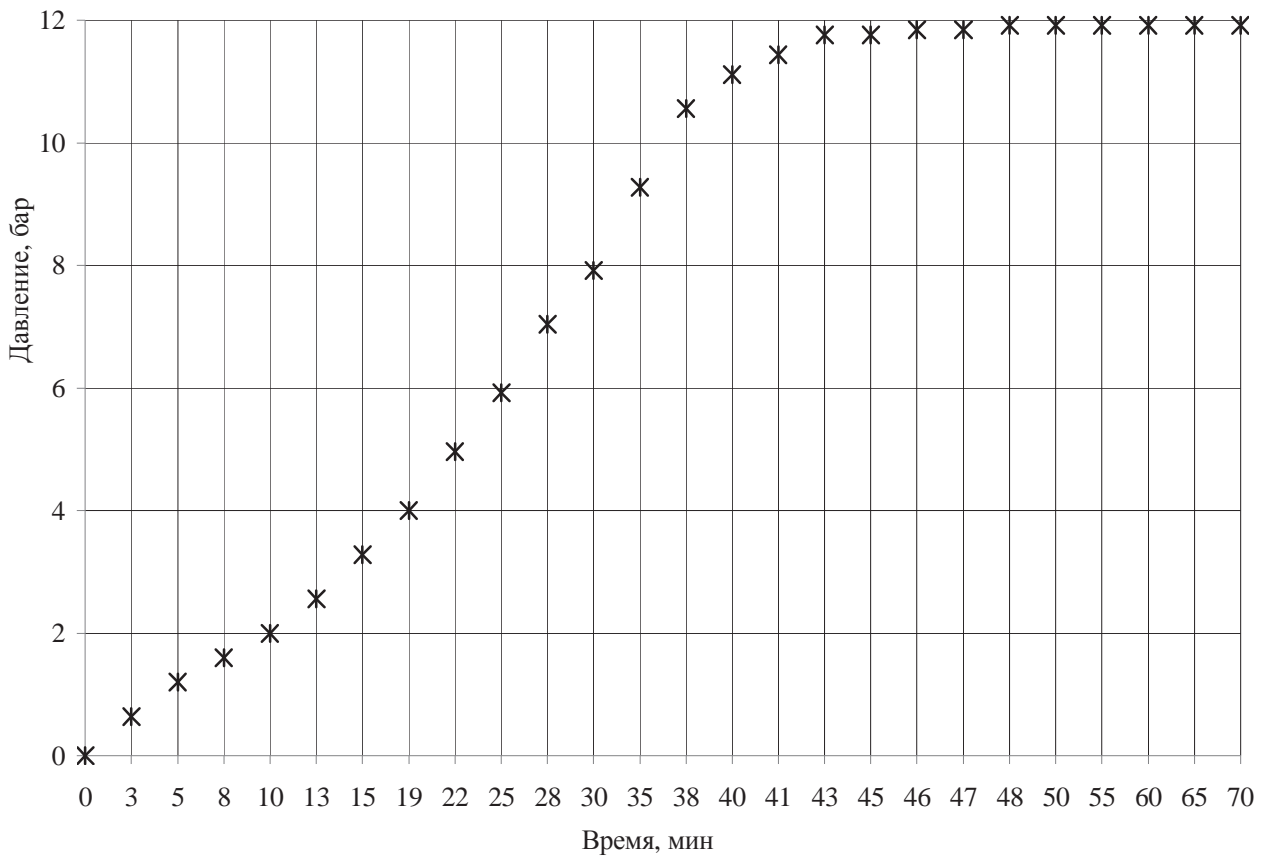


Рис. 5. Зависимость давления газа в криогенной емкости от времени хранения криопродукта в режиме без расхода (условия заправки – масса азота 250 г, изоляция)

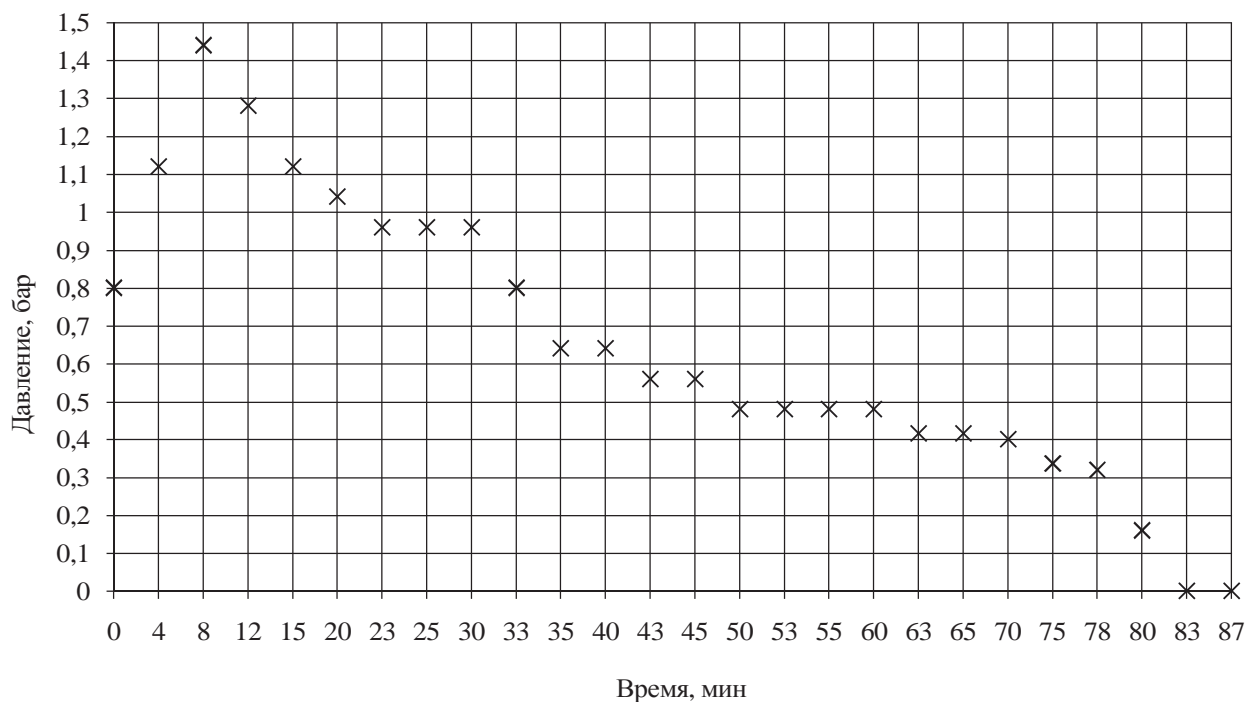


Рис. 6. Зависимость давления газа в криогенной емкости от времени хранения криопродукта в расходном режиме (условия заправки – масса азота 250 г, изоляция)

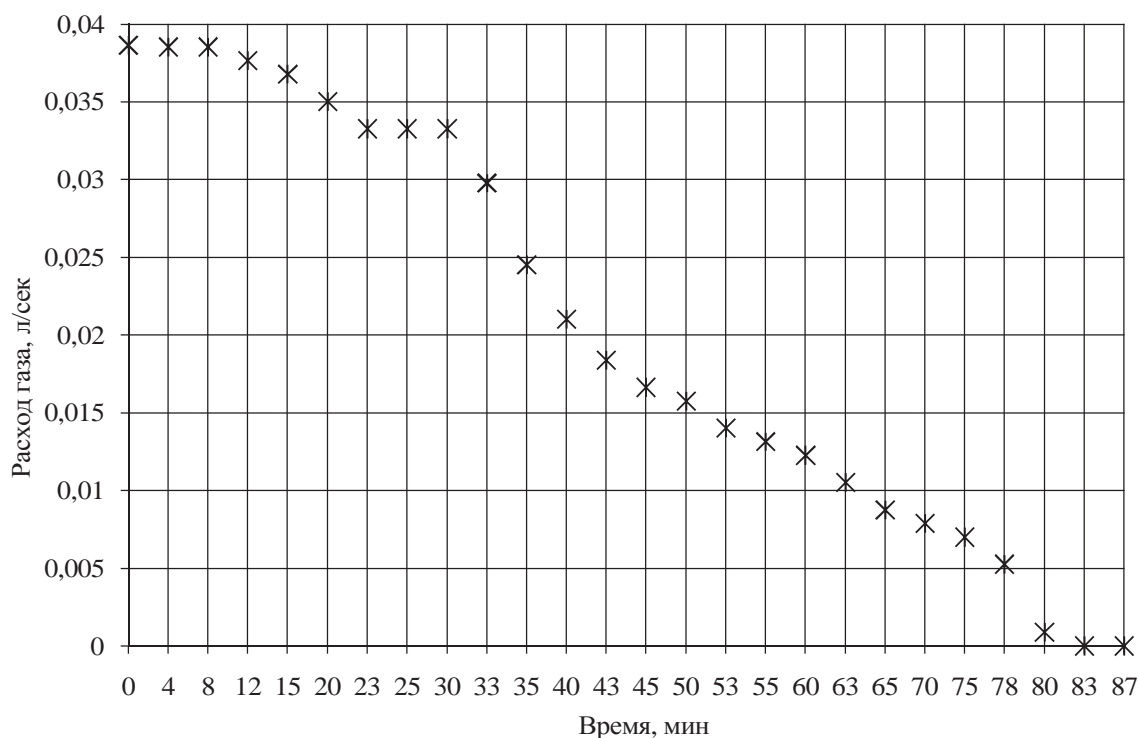


Рис. 7. Зависимость расхода газа в криогенной емкости от времени хранения криопродукта в расходном режиме (условия заправки – масса азота 250г, изоляция)

Поведение давления в расходном режиме способствует увеличению ресурса баллона. В соответствии с рис. 5 естественный рост давления, обусловленный испарением жидкой фазы, не является препятствием для использования баллона в любой

момент его параметрического состояния, т.е. при запуске дроссельной системы охлаждения (в момент открытия расходного органа). При этом поведение термодинамических параметров будет соответствовать логике процессов, а время функционирования дрос-

сельной системы все равно будет выше, чем у баллона с заправкой компримированием.

Таким образом, результаты исследований тепловых процессов в баллоне с криогенной заправкой подтверждают перспективность его использования в бортовых системах охлаждения в соответствии с теоретическими выводами, представленными в работе [5].

Библиографический список

1. Пат. №2163699, РФ, МПК 7F17C9/02, 99114577/06 Топливный баллон [Текст] / А.И. Довгялло, С.В. Лукачев [и др.] заявл. 02.07.1999, опубл. 27.02.2001. Бюл. №6.

2. Довгялло, А.И. Оценка термодинамической прочности в топливном баллоне с криогенной заправкой [Текст] / А.И. Довгялло, Д.А. Угланов, Т.В. Ашихмина //

Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. - 2007. - № 2. - С. 83-86.

3. Анализ работы баллонного микроохладителя при использовании азота с околокритическими параметрами [Текст] / А.И. Довгялло, А.П. Логашкин, Д.В. Сармин [и др.] // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. - №3 (Ч.2). - С. 143-146.

4. Довгялло, А.И. Особенности постановки задачи расчета процессов для универсального газового баллона как неклассической двухфазной системы и оценка его температурного состояния [Текст] / А.И. Довгялло, Т.В. Ашихмина // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та, № 1(9). – Самара, 2006. – С. 133-137.

5. Дроссельная бортовая система охлаждения на базе баллона с криогенной заправкой [Текст] / А.И. Довгялло, А.П. Логашкин, Д.В. Сармин [и др.] // Прикладная физика, - 2010. Вып. 2. - С. 129-132.

PRELIMINARY TESTS OF TANK WITH CRYOGENIC CHARGING FOR ON-BOARD THROTTLE SYSTEM OF COOLING

© 2011 A. I. Dovgjallo, D. V. Sarmin, D. A. Uglanov

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

This article deals with first results of tests of a tank with cryogenic charging (liquid nitrogen), which have been made at level of pressure to 4 MPa. Also it is shown that the behavior of parameters in a tank on time corresponds to calculation model.

Throttle effect, throttle system of cooling, tank with cryogenic refueling, the experimental stand.

Информация об авторах

Довгялло Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 335-18-12. E-mail: d.a.i@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение.

Сармин Дмитрий Викторович, аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 335-18-12. E-mail: sarmin.d.v@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение.

Угланов Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.:

(846) 335-18-12. E-mail: dmitry.uglanov@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение.

Dovgjallo Aleksandr Ivanovich, doctor of technical science, professor of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-18-12. E-mail: d.a.i@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power engineering, energy saving.

Sarmin Dmitry Viktorovich, post-graduate student of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-18-12. E-mail: sarmin.d.v@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power engineering, energy saving.

Uglanov Dmitry Aleksandrovich, candidate of technical science, senior lecturer of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-18-12. E-mail: dmitry.uglanov@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power engineering, energy saving.

УДК 620.179.101

ЗАЩИТНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ

© 2011 И. Д. Эскин, Р. И. Алкеев, В. И. Сусликов

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

Предложены новые устройства для защиты автомобиля с четырех сторон, спереди, сзади и обоих боков, при аварийном столкновении автомобиля с препятствием. По сравнению с известными устройствами предлагаемые нами устройства универсальны – их можно поставить на все отечественные и зарубежные марки легковых автомобилей, они обладают очень высоким потенциалом рассеивающих свойств при гашении фронтального и бокового ударов. Способны при хороших «опорных» характеристиках автомобиля рассеивать до 80-100% кинетической энергии фронтального удара при краш-испытаниях на этот удар автомобиля массой 130÷150 кг.

Бамперное защитное устройство, кинетическая энергия удара, сила удара.

По приблизительным данным статистики на дорогах РФ за 1 год в ДТП погибают 33-35 тыс. человек и еще в шесть раз больше остаются травмированными.

Отсюда ясна актуальность выбранной нами задачи – повышения пассивной безопасности водителя и пассажиров при ДТП.

В настоящее время на ВАЗе имеется лаборатория пассивной безопасности, оборудованная по последнему слову техники для проведения краш-испытаний на фронтальный и боковой удары по стандартам организации EURO – NCAP, имеется и манекен Hybrid III, оборудованный всеми необходимыми датчиками.

За рубежом решение задачи пассивной безопасности автомобиля определяет конкурентоспособность этого автомобиля на рынке.

В мире используются две рейтинговые системы оценки пассивной безопасности водителя и пассажиров при аварии автомобилей – это рейтинги безопасности автомобилей по системе NCAP, публикуемые Национальной администрацией по безопасности дорожного движения США (National Highway Traffic Safety Administration – сокращенно NHTSA), пятизвездная система, и рейтинги по европейской системе EURO-NCAP (шестнадцатибалльная).

Согласно “звездной” методике NHTSA при фронтальном ударе пять звезд, полученных тестируемым автомобилем, означает, что опасность серьезного травмирования водителя и пассажиров составляет 10 %, четыре звезды – 10 – 20 %, три – 20 – 35 %, две

– 35 – 45 %, одна – свыше 45 %. При боковом ударе пять звезд означают опасность не выше 5 %, четыре – 5 – 10 %, три – 10 – 20 %, две – 20 – 25 %, одна – свыше 25 %.

Краш-тесты в США проводятся по более жестким правилам, чем в Европе. При фронтальном столкновении по стандартам NCAP автомобиль на скорости 35 миль в час врезается в бетонный барьер, обычно стороной, где сидит водитель, с 50 % - ным перекрытием лобовой части автомобиля. При боковом ударе в автомобиль врезается полутонна платформа на скорости 38,5 миль в час в переднюю, потом в заднюю часть автомобиля под углом 63 градуса.

По методике EURO – NCAP для вычисления рейтинга безопасности применяется балльная система оценок. За обеспечение травмобезопасности различных частей тела человека – головы, шеи, позвоночника, грудной клетки, рук, ступней, голеней, колен – назначается определенное количество баллов, конечно с учетом степени полноты обеспечения травмобезопасности, и в случае возможности какого-либо серьезного травмирования баллы снимаются. Максимальное число баллов при фронтальном ударе 16 соответствует обеспечению травмобезопасности водителя и пассажиров в салоне автомобиля при проведении краш-теста на фронтальный удар по стандарту EURO – NCAP.

Согласно стандарту EURO – NCAP краш-тест на фронтальный удар производится на скорости 64 км/ч при ударе на деформируемый упругий (сминаемый) барьер с

перекрытием 40 % (смещенный удар, когда автомобиль попадает на барьер частью передка со стороны водителя).

Типичное распределение энергии, потраченной на пластическую деформацию, по

элементам конструкции автомобиля при фронтальном ударе в жесткий барьер и скользящем ударе при краш-испытании представлено в табл. 1 [1].

Таблица 1. Типовое рассеивание энергии удара автомобилей среднего класса

Часть конструкции	Фронтальный удар		Скользящий удар	
	Затраты энергии, КДж	Затраты энергии в %	Затраты энергии, КДж	Затраты энергии в %
Вся модель	214,0	100	147,5	100
Колеса и шины	-	-	29,8	19,82
Рама	93,2	43,55	26,78	18,13
Бампер и его крепление	26,1	12,20	8,4	5,69
Двигатель и его крепление	23,0	10,75	16,11	10,90
Радиатор с рамкой	21,8	10,19	15,19	10,28
Передние стойки и двери	15,2	7,10	4,76	3,22
Пол	-	-	9,5	6,33
Капот	10,7	5,00	9,9	6,70
Крылья	9,8	4,58	10,06	6,81
Подвески	1,65	0,77	6,27	4,24
Прочие элементы	12,5	5,84	11,5	7,79

Из табл. 1 видно, что энергия удара гасится энергией пластической деформации всего автомобиля.

Это объясняется тем, что в настоящее время все легковые автомобили конструируются с использованием технологии MICS (Minimal Intrusion Cabin System - система минимального разрушения кабины), т.е. мягкий «передок» и жесткая кабина.

Бамперы последовательно включены в жесткостную систему автомобиля и ударная сила, воздействующая на бампер, полностью передается на кузов автомобиля.

Нами разработаны устройства, защищенные патентами Российской Федерации [2 - 5], для защиты автомобиля с четырех сторон, спереди и сзади – бамперные защитные устройства 1 (рис. 1,2), с обоих боков – пенальные защитные устройства 2 (рис. 3 - 5), при аварийном столкновении его с препятствием.

По сравнению с известными [6 - 8], предлагаемые нами устройства имеют следующие преимущества:

- их можно поставить на все отечественные и зарубежные марки легковых авто-

мобилей, как уже находящиеся в эксплуатации, так и вновь создаваемые;

- они обладают очень высоким потенциалом рассеивающих свойств при гашении фронтального и бокового ударов. Способны при хороших «опорных» характеристиках автомобиля рассеивать до 80-100% кинетической энергии фронтального удара при краш - испытаниях на этот удар автомобиля массой 130÷150 кг;

- они имеют такие габариты и вес, которые позволяют хорошо вписаться в экстерьер автомобиля;

- технология их изготовления не сложна как в случае массового, так и серийного и индивидуального производства;

- они обладают широким диапазоном настроек упругогистерезисных характеристик устройства даже без изменения технологической оснастки – штампов;

- они расчётны.

В качестве примера ниже приведен вариант конструктивного исполнения предлагаемого бамперного защитного устройства (рис. 1,2) для защиты легкового автомобиля спереди и сзади.

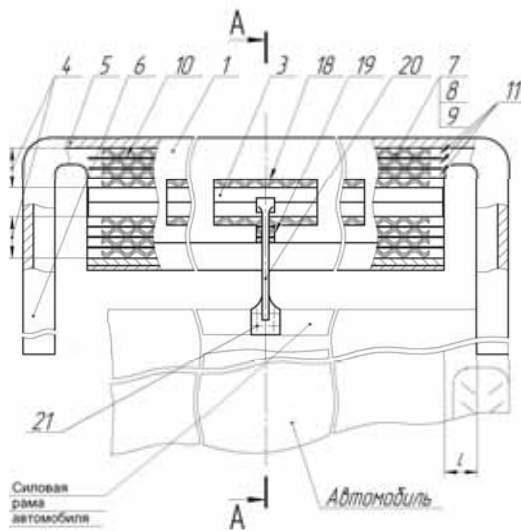


Рис.1. Бамперное защитное устройство. Вид сверху

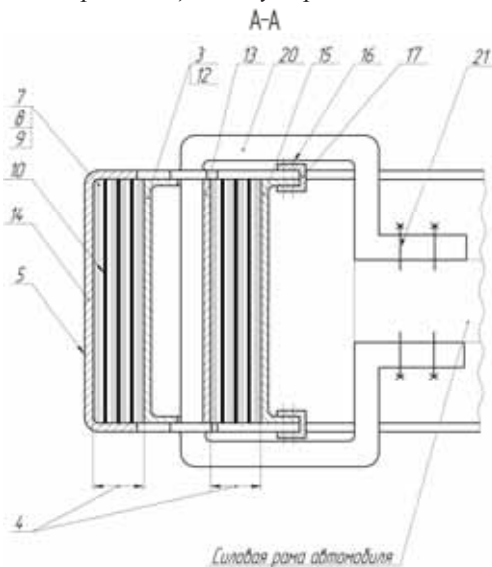


Рис.2. Бамперное защитное устройство. Поперечный разрез

Предлагаемое бамперное защитное устройство 1 автомобиля (рис. 1,2) состоит из бампера 3, выполненного в виде прямой балки с коробчатым поперечным сечением, расположенного с боковыми зазорами 4 внутри корпуса 5, на длине бампера 3, имеющего также коробчатое поперечное сечение. Корпус 5 имеет отогнутые к автомобилю концы 6, имеющие швеллерное поперечное сечение.

В боковые зазоры 4 с натягом немного большим $0,5n_1f$, где n_1 - число гофрированных пакетов в боковом зазоре 4, f — остаточный выгиб гофра этих пакетов, вставлены многослойные, многопролетные пакеты 7, набранные из многослойных, многопролетных, гофрированных пакетов 8, в свою очередь набранных из шлифованных, каленых, стальных, омедненных, гофрированных лент

9 «гофр в гофр», и гладких лент 10, вставленных между гофрированными пакетами 8, на которые пакеты 8 опираются «вершина гофра к вершине гофра». Длина гладких лент 10 приблизительно равна длине бампера 3, а длина пакетов 8 такова, что на концах гладких лент 10, у бампера 3 и корпуса 5 имеются свободные участки 11, длина которых немного больше проскальзывания конца каждого из пакетов 8, относительно контактирующей с ним гладкой ленты 10 при полном выпрямлении пакетов 8 при фронтальном ударе.

Бампер 3 выполнен из двух балок 12 и 13 (рис. 2), соединенных сваркой, и корпус 5 выполнен из двух балок 14 и 15, соединенных заклепками 16 (на рис показаны условно). Для исключения возможности «выстреливания» заклепок 16 при ударе заклепочные швы закрыты накладками 17, приваренными к балкам корпуса 5.

В верхней и нижней полках корпуса 5 выполнены прямоугольные отверстия 18 с прорезями 19 (рис.1), через которые проходят скобы 20, приваренные к балке 13 бампера 3 (рис. 2).

Размер каждого отверстия 18 в направлении продольной оси автомобиля на $2l$ больше ответного размера опорной поверхности скобы 20, размер отверстия 18 в направлении продольной оси автомобиля на $2n_1f$ больше ответного размера опорной поверхности скобы 20.

Этим обеспечивается смещение корпуса 5 на величину l в направлениях, перпендикулярных продольной оси автомобиля, и на величину n_1f , равную полному выпрямлению последовательно соединенных пакетов 8 в направлениях вдоль продольной оси автомобиля даже при отсутствии пластических деформаций корпуса 5 и бампера 3.

Параметры пакетов 7 подобраны таким образом, чтобы при полном выпрямлении гофров пакетов 8 гасилось 50-80% кинетической энергии фронтального удара по автомобилю при краш - испытаниях на этот удар.

Бампер 3 скобами 20 и болтами 21 жестко крепится к силовой раме автомобиля (рис. 1,2).

Бамперное защитное устройство (см. рис. 1, 2), воспринимающее силу удара в 20 тс (значение амплитуды силы удара, воздей-

ствующее на автомобиль массой 150 кг при стандартных краш - испытаниях на фронтальный удар по системе EURO – NCAP) и рассеивающее в процессе первой фазы удара, когда сила удара возрастает, до 60 % кинетической энергии этого удара, вписывается в габариты, вполне приемлемые для любого легкового автомобиля: 300 мм (высота) × 200мм (ширина). Длина равна ширине автомобиля.

Если, кроме энергии, рассеиваемой при проскальзывании вершин гофров пакетов 8 по контактными поверхностям гладких лент 10, корпуса 5 и бампера 3, учесть энергию, рассеиваемую устройством за счет взаимного проскальзывания гофрированных лент 9 пакетов 8, то в случае расположения по одному пакету 8 с каждой стороны бампера 3 можно принять с большой степенью вероятности, что рассеянная устройством за счет работы сил сухого трения энергия составит 16% от кинетической энергии фронтального удара при краш-испытаниях автомобиля с массой 150 кг, при двух гофрированных пакетах 8 с каждой стороны бампера 3 – 32%, при трех - 48%, при четырех – 60 – 64% (рис. 1,2), что, по - видимому, следует считать очень хорошим результатом. Укажем, что количество рассеянной устройством кинетической энергии фронтального удара прямо пропорционально числу n_d двусторонних упруго-гистерезисных упоров в компоновке устройства. Каждые два пакета 8, симметрично расположенные относительно бампера 3, составляют один двусторонний упруго-гистерезисный упор.

При этом эти устройства при смещении корпуса 5 на величину l (при конструктивно приемлемой величине l) (рис.1) при боковом скользящем ударе в конец 6 корпуса 5 рассеют 25 – 30 % кинетической энергии составляющей этого удара, направленной перпендикулярно продольной оси автомобиля. В расчетной оценке было принято, что кинетическая энергия этой составляющей равна 1/3 от указанной выше кинетической энергии при краш-испытании на фронтальный удар легкового автомобиля среднего класса.

Полученный результат, по-видимому, также можно считать неплохим.

Предлагаемое пенальное защитное устройство 2, (рис.3,4,5) состоит из двух ступе-

нек 22, расположенных с обоих боков кузова автомобиля и собственно пенальных защитных устройств 23, соединенных шарнирно со ступеньками 22 и жестко закрепленных на днище автомобиля, на его силовой раме. Каждая ступенька 22 может быть шарнирно соединена с двумя, тремя и более пенальными защитными устройствами 23.

Термин «пенальное» введен авторами.

Ступеньки 22 обычно выполняют на всей длине между крыльями колес автомобиля.

Опорная поверхность ступенек 22 расположена немного ниже днища автомобиля, например на 1–2мм (рис. 4), и частично с небольшим перекрытием заходит под днище. Оси шарнирного крепления ступенек 22 (см. рис. 4) расположены вертикально без зазора в отверстиях в ушках 25, приваренных к ступенькам 22, и ответных отверстиях толкателей 26 пенальных защитных устройств и закреплены корончатыми гайками 27 и шплинтами 28.

Каждое пенальное защитное устройство 23 состоит из корпуса 29 с П-образным поперечным сечением с фланцами 30 (рис. 5), жестко соединенного с основанием 31 заклепками 32 и дополнительно по длине фланцев приваренного к основанию 31 торцовыми швами. Внутри корпуса 29 (рис. 3,4) толкателя 26 размещены омедненные гладкие стальные калёные шлифованные ленты 33, по несколько штук с каждой стороны толкателя 26, и два многослойных гофрированных пакета 34, размещенных с натягом по вершинам гофров, большим остаточного выгиба гофров.

Каждый гофрированный пакет 34 набран «гофр в гофр» из омедненных, стальных, каленых, шлифованных, гофрированных лент 36, а сами пакеты 34 опираются на гладкие ленты 33 «вершина гофра к вершине гофра».

Толкатель 26 по длине разделен на отдельные части 37 (рис. 4,5) и число частей 37, их длины и расстояния между частями определяются из условия обеспечения требуемых характеристик пенального защитного устройства $E(s)$ и $T(s)$, где E – рассеиваемая устройством энергия, T – равнодействующая сил трения, действующая на сместившиеся части 37 толкателя 26, s – текущее значение смещения первой части 37 толкателя 26.

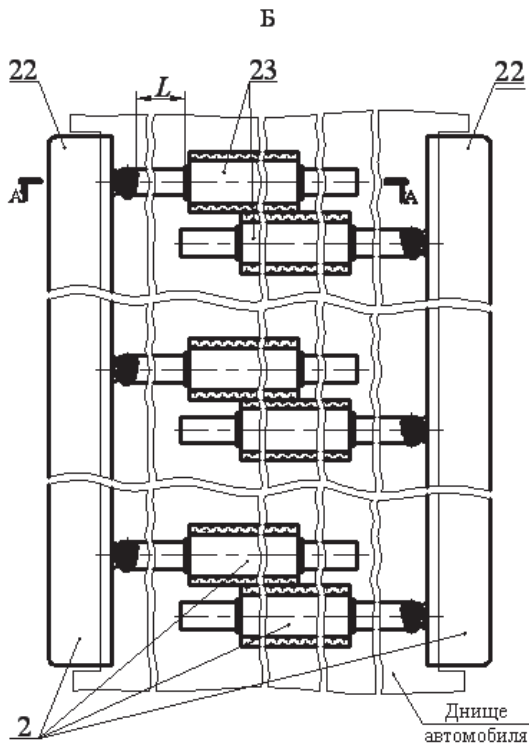


Рис. 3. Пенальное защитное устройство.
Вид Б на рис. 4

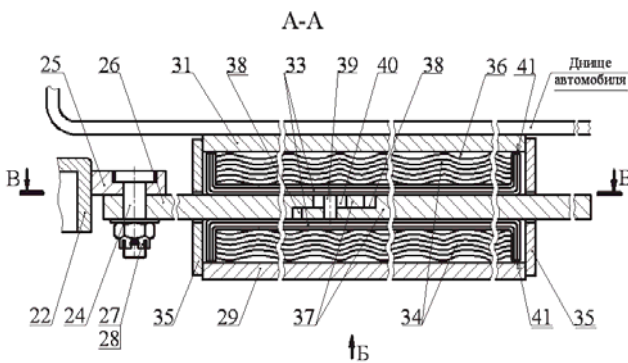


Рис. 4. Пенальное защитное устройство.
Разрез по А-А на рис. 3

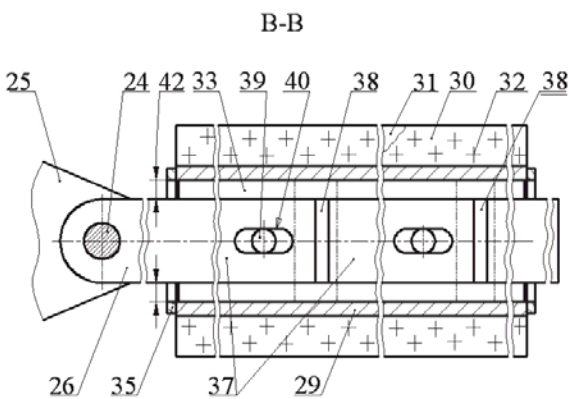


Рис. 5. Пенальное защитное устройство.
Разрез по В-В на рис. 4

Стыки частей 37 толкателя 26 расположены под впадинами гофров, опирающихся на гладкие ленты 33, а расстояние между

ответными торцами частей 37 толкателя 26 меньше половины пролета гофров. Сами щели 38 между ответными торцами стыкуемых частей 37 расположены под теми половинами пролета гофра, которые дальше вдоль оси толкателя 26 от места шарнирного соединения его со ступенькой 22.

Части 37 толкателя 26 соединены шарнирно друг с другом, причем ось 39 шарниров, запрессованная в одну стыкуемую часть 37, расположена в середине паза 40 другой стыкуемой части 37 толкателя 26 и размер паза 40 вдоль оси толкателя больше диаметра оси 39 на один пролет гофра.

Концы 41 (рис.4) гладких лент 33 отогнуты к пакетам 34, а количество гладких лент 33 с каждой стороны толкателя 26 выбирается из условия, что величина выдавливания гладких лент в щель 38 между стыкуемыми частями 37 толкателя 26 при его вытягивании из корпуса и попадании вершины гофра, опирающегося на гладкие ленты, в середину этой щели, была такой, чтобы не происходило «заклинивания» толкателя 26 при ударе.

Первая часть 37 толкателя 26 выступает из корпуса 29 на величину, равную ходу толкателя l и длину шарнирного крепления толкателя к ступеньке 22 (рис. 3,4), и длина участка этой части 37, на который опираются гофры, кроме всего прочего (параметров гофра, толщины и количества гофрированных лент пакета 34, величины натяга по вершинам гофра) выбирается из условия обеспечения такого перекоса ступеньки при приложении вертикальной нагрузки в 1200Н к краю ступеньки, который бы не портил комфорта посадки водителя и пассажиров в автомобиль.

В крышках 35 выполнены отверстия для выхода первой и последней частей 37 толкателя 26. Последняя часть 37 толкателя 26 так же выступает из корпуса 29 на величину

$$L - \frac{t - D}{2}(m - 1),$$

где L – ход толкателя (рис. 3), t – длина паза 40 (см. рис. 5), D – диаметр пальца 39 и m – число частей 37 толкателя 26, чем обеспечивается сохранение контакта (опирания) вершин гофров на последнюю часть 37 при вытягивании толкателя 26 из корпуса 29 на ход

L , что возможно при ударе в один из концов ступеньки 22.

Участок этой части, на который опираются гофры, больше хода L на несколько пролетов гофров. Это сделано для того, чтобы при наибольшем смещении толкателя 26 на величину хода L последняя его часть 37 не выпадала из пенального устройства.

Предложено также комбинированное защитное устройство, состоящее из шарнирно соединенных, бамперного защитного устройства 1 и пенальных устройств 23 (рис. 6,7). На фигурах для простоты изображена компоновка комбинированного защитного устройства с бамперным защитным устройством 1 с одним двусторонним упругогистерезисным упором. Пенальные защитные устройства 2 жестко закреплены на силовой раме автомобиля.

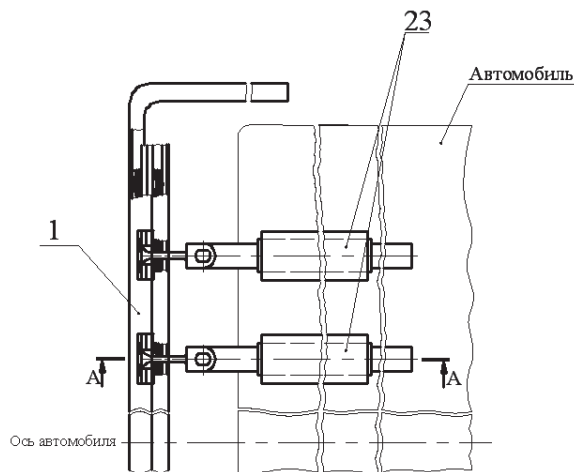


Рис. 6. Комбинированное защитное устройство

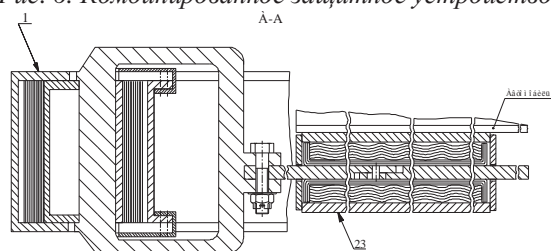


Рис. 7. Комбинированное защитное устройство.
Разрез по А-А на рис.6

Величина боковых зазоров 42 между боковыми сторонами толкателя 26 (рис. 5) и стенками корпуса 29 и отверстий в крышках 35 в этом случае может быть увеличена и подбирается из условия обеспечения возможно лучших демфирующих свойств комбинированного бамперного защитного устройства при косом или боковом ударе в него

и невозможности заклинивания частей 37 при ударах.

В случае применения бамперного защитного устройства 1 с четырьмя – пятью двусторонними упругогистерезисными упорами комбинированное защитное устройство, по нашим предварительным оценкам, способно рассеять до 80 – 100 % кинетической энергии фронтального удара при краш-испытании автомобиля массой 150кг.

В этом варианте предлагаемого защитного устройства бамперное защитное устройство последовательно соединено с пенальными защитными устройствами. При постановке этого защитного устройства на автомобиль его внешний вид может измениться мало, т.к. внешний вид бамперного защитного устройства мало отличается от внешнего вида штатного бампера автомобиля, а пенальные защитные устройства скрыты под днищем автомобиля.

Кроме того, по нашим оценкам это устройство обеспечивает увеличение длительности первого размаха системы «упругий упор – защитное устройство – автомобиль» при краш-испытании на фронтальный удар, когда растет сила удара примерно в полтора раза за счет увеличения смещения корпуса 5 бамперного устройства 1 (за счет «длинноходовости» комбинированного защитного устройства), и следовательно, снижение примерно во столько же раз амплитуды силы удара на первом размахе.

Рассмотренные преимущества предлагаемых устройств позволили поставить амбициозные задачи: при постановке предлагаемых защитных устройств на автомобили, находящиеся в эксплуатации (отечественные), поднять их балльность по системе EURO NCAP с 2 - 4 до 7 – 10 баллов (как у хорошей иномарки), а при постановке их на вновь создаваемые (как отечественные, так и зарубежные) автомобили достичь максимума балльной оценки – 16 баллов.

При краш - испытаниях кинетическая энергия удара тратится не только на работу сил сухого трения, но и на создание потенциальной энергии упругой деформации упругого упора, деталей защитного устройства и автомобиля и на энергию, затрачиваемую на пластические деформации этих деталей. Поэтому наличие высокого потенциала

демпфирующих свойств у предлагаемых защитных устройств – способности рассеять 100% кинетической энергии удара при краш-испытаниях на фронтальный удар легкового автомобиля среднего класса только за счет работы сил сухого трения на контактных поверхностях защитного устройства, позволяет утверждать, что предложенные защитные устройства будут эффективны и на скоростях больше скорости краш-испытания на фронтальный удар, и мы надеемся, что широкое внедрение предлагаемых устройств уменьшит количество летальных исходов при ДТП.

Нами разрабатывается методология расчета предлагаемых устройств, которая позволит не только определять расчетом потребные конструктивные параметры защитных устройств и их эффективность, но в случае наличия МКЭ – модели (конечно-элементной модели) автомобиля построить в 3D картину аварийного столкновения автомобиля.

Библиографический список

1. <http://www.cheat.ru/lex2.html>
2. Пат. на полезную модель №78463 РФ, МПК В60R 19/00. Защитное устройство повышающее безопасность водителя и пассажиров при аварии автомобиля [Текст]/ И.Д. Эскин, Р.И. Алкеев; опубл. 10.07.2008, Бюл. №33.
3. Пат. на полезную модель №79845 РФ, МПК В60R 19/00. Защитное устройство повышающее безопасность водителя и пассажиров при аварии автомобиля [Текст]/ И.Д. Эскин, Р.И. Алкеев; опубл. 15.09.2008, Бюл. №2.
4. Пат. на полезную модель №82171 РФ, МПК В60R 19/00. Пенальное защитное устройство для повышения безопасности водителя и пассажиров при аварии автомобиля [Текст]/ И.Д. Эскин, Р.И. Алкеев; опубл. 20.04.2009, Бюл. №11.
5. Пат. на полезную модель №84791 РФ, МПК В60R 19/00. Устройство повышающее уровень защиты от травматизма водителя и пассажиров [Текст] / И.Д. Эскин, Р.И. Алкеев; опубл. 20.07.2009, Бюл. №20.
6. Canadian patent application CA 25713902 A1 2006/11/23. Buper with crush cones and energy absorber/ Evans, Darin, US.
7. United States Patent №US6,755,452 B2, Jun. 29,2004. Energy absorption unit/Peter J, Cate.
8. Canadian patent application CA2485712 A1 2003/12/18. Bamper with integrated energy absorber and beam./ Evans, Darin, US.

PROTECTION DEVICES FOR IMPROVING PASSIVE SAFETY OF AUTOMOBILES

© 2011 I. D. Eskin, R. I. Alkeev, V. I. Suslikov

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

We have developed protection devices certified by patents [1], [2], [3], [4] of the Russian Federation, for side-way protection of an automobile: front, rear and on both sides in an accident crash. Compared with known devices [5], [6], [7], the suggested protection devices can be installed into all home-produced and foreign automobiles. The devices possess high dissipative ability at damping frontal and lateral crash impact. Provided that the automobile has good contact performances, these protection devices are able to dissipate approximately 80-100% of kinetic energy of a frontal impact in a front crash-test of a 130-150kg automobile.

Bumping protection device, kinetic impact energy, impact force.

Информация об авторах

Эскин Изольд Давидович, кандидат технических наук, научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-45-11. E-mail: eskinid_33@mail.ru. Область научных интересов: конструкционное демпфирование, динамика и прочность.

Алкеев Руслан Иванович, ассистент кафедры инженерной графики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-45-11. E-mail: ruruslan@hotmail.ru. Область научных интересов: конструкционное демпфирование, динамика и прочность.

Сусликов Виктор Андреевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 950-05-04. E-mail: viktorsuslikov37@mail.ru. Область научных интересов: конструкционное демпфирование, динамика и прочность.

Eskin Izold Davidovich, Candidate of Science, Senior Lecturer, laboratory research engineer, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-45-11. E-mail: eskinid_33@mail.ru. Area of research: construction dumping, dynamics and strength research.

Alkeev Ruslan Ivanovich, Research Assistant of Engineering Drawing Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-45-11. E-mail: ruruslan@hotmail.ru. Area of research: construction dumping, dynamics and strength research.

Suslikov Viktor Ivanovich, Candidate of Science, Senior Lecturer, Aircraft Design and Construction Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 950-05-04. E-mail: viktorsuslikov37@mail.ru. Area of research: construction dumping, dynamics and strength research.

ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДАХ КОМБИНИРОВАННЫМ ТЕРМОСТАБИЛЬНЫМ ДАТЧИКОМ

©2011 Н. И. Лиманова, П. Е. Юдин, И. А. Лиманов

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

Трубопроводы газотурбинных двигателей подвержены воздействию разнообразных переменных сил. Кинематическое возбуждение от работающих агрегатов приводит к колебаниям давления в трубопроводной системе и выдвигает задачу измерения давлений. Большинство процессов сопровождается существенным повышением температур рабочих сред. Современные средства измерения давлений, используемые в автоматизированных системах контроля испытаний ГТД, предназначены для работы в температурном диапазоне до 80°C. Предлагаемый термостабильный датчик давления в отличие от известных обладает повышенной точностью измерений за счет исключения погрешностей, возникающих при возрастании температуры среды, давление которой измеряется. Датчик дает возможность расширить рабочий диапазон температур до 400°C при дополнительной погрешности измерений, не превышающей 0,5%.

Трубопроводы газотурбинных двигателей, измерение давлений, датчики давления.

В данной работе решается задача измерения давления в трубопроводах с помощью датчиковой аппаратуры. Контроль рабочих процессов газотурбинных двигателей (ГТД) предполагает, например, определение статических давлений воздуха в газоздушном тракте, во входном патрубке, в различных точках гребенки линии совместной работы, давлений масла на входе и выходе двигателя, давлений топлива в контурах форсунок, давлений в гидросистеме реверсивного устройства, а также пульсаций давления в компрессоре ГТД [1]. Большинство процессов, возникающих при доводке и во время испытаний двигателя, сопровождается существенным повышением температур рабочих сред изнутри и на выходе ГТД. Так, температура масла на входе в двигатель варьируется в пределах от 0 до 100°C, на выходе из двигателя — от 0 до 150°C, а температура воздуха в компрессоре достигает 400°C.

Современные средства измерения давлений Метран-100, Сапфир-22, используемые в автоматизированных системах контроля испытаний изделий авиакосмической техники, предназначены для работы в температурном диапазоне, верхняя граница которого достигает максимум 80°C. Дополнительная погрешность, возникающая при работе датчика в условиях повышенных температур, обусловлена в основном неучтен-

ным прогибом его мембраны, возникающим при повышении температуры. Как известно, величина прогиба мембраны датчика давления в нормальных условиях зависит от величины контролируемого давления рабочей среды.

При повышении температуры за счет изменения модуля упругости E материала чувствительного элемента (ЧЭ) возникает неучтенный дополнительный прогиб Δz_t мембраны. При линейной зависимости E от температуры t величина Δz_t описывается следующим выражением [2]:

$$\Delta z_t = -z \frac{B_E \Delta t}{1 + B_E \Delta t}, \quad (1)$$

где z — прогиб ЧЭ при нормальной температуре t_0 , измеряемый в мм;

Δt — разность температур, $t - t_0$ в °C;

B_E — температурный коэффициент модуля упругости ЧЭ в 1/°C (для металлов B_E берется со знаком минус).

Например, для ЧЭ, выполненных из стали, при нагреве на каждые 10°C значение погрешности при определении прогиба z увеличивается на 0,125%, при нагреве на 50°C — на 0,625%, при 400°C данная погрешность составляет 4,69%, что приводит к такой же ошибке в определении величины контролируемого давления.

Предлагаемый термостабильный датчик давления (ТДД) [3] позволяет повысить достоверность определения давления посредством измерения и учета температуры, влияющей на дополнительный прогиб мембраны. В работе [4] приведены конструкция и структурная схема ТДД.

ТДД содержит гибкий ЧЭ в виде мембраны, жестко закрепленный по контуру внутри обоймы корпуса датчика. В обойме помещены приемопередающий волоконный жгут, состоящий из излучающих и приемных волоконных световодов, подключенных, соответственно, к источнику излучения и фотоприемнику, вихретоковый преобразователь (ВТП), установленный в каркасе соосно с приемопередающим жгутом. ВТП содержит первичную и вторичную обмотки, подключенные, соответственно, к генератору синусоидального тока и преобразователю параметров ВТП. Выход фотоприемника через первый усилитель соединен со входом первого АЦП, а выход преобразователя параметров ВТП через второй усилитель и амплитудный детектор подключен ко входу второго АЦП. Шины данных и управления первого и второго АЦП соединены с соответствующими входами вычислительного устройства.

Принцип работы данного устройства заключается в том, что внутренняя поверхность мембраны освещается светом от источника излучения через излучающие волоконные световоды. Сила давления p рабочей среды ГТД воздействует на ЧЭ, вызывая его деформацию, в результате чего изменяется интенсивность света в приемном световоде. Прогиб ЧЭ z некоторым образом зависит от напряжения $U_{\Phi\Pi}$ на выходе фотоприемника:

$$z = f(U_{\Phi\Pi}). \quad (2)$$

В узком диапазоне изменения z зависимость (2) может быть аппроксимирована выражением

$$z = q_0 + q_1 U_{\Phi\Pi}, \quad (3)$$

где q_0, q_1 — коэффициенты преобразования. Значение $U_{\Phi\Pi}$, зависящее от величины избыточного давления, определяется АЦП и регистрируется вычислительным устройством. В результате воздействия на ЧЭ повышенных температур возникает дополнительный

прогиб мембраны Δz , который приводит к погрешности измерения давления. Действительно, наибольший (в центре ЧЭ) прогиб можно описать как [5]

$$z = \frac{pR^4}{64D}, \quad (4)$$

где D — жесткость ЧЭ при изгибе;
 p — значение равномерно распределенного по поверхности ЧЭ давления, Па;
 R — радиус ЧЭ, м.

Жесткость пластины при изгибе определяется следующим образом:

$$D = \frac{Eh^2}{12(1-\mu^2)}. \quad (5)$$

Здесь h — толщина ЧЭ, м;
 E — модуль Юнга (упругости) материала ЧЭ, Н/м²;

μ — коэффициент Пуассона.

Подставив (5) в (4), для максимального прогиба ЧЭ окончательно получим

$$z = \frac{3pR^4(1-\mu^2)}{16h^2E}. \quad (6)$$

Отсюда величина p

$$p = \frac{16h^2Ez}{3R^4(1-\mu^2)}. \quad (7)$$

Формула (6) описывает максимальный прогиб в центре мембраны в зависимости от величины приложенного давления при нормальной температуре. Однако при повышенной температуре наблюдается дополнительный прогиб мембраны, обусловленный зависимостью модуля упругости материала мембраны от температуры, которая описывается следующим выражением [2]:

$$E = E_0(1 + B_E \Delta t), \quad (8)$$

где E, E_0 — модуль упругости материала при температуре t и при нормальной температуре t_0 , Н/м².

Подставив выражение (8) в формулу (7), получим значение искомого давления p с учетом температурной зависимости $E(t)$:

$$p = \frac{16h^2E_0(1+B_E \Delta t)z}{3R^4(1-\mu^2)}. \quad (9)$$

Учитывая, что h, R, E_0, μ — это константы конкретного датчика, выражение (9) можно записать в виде

$$p = K(1 + B_E \Delta t)z, \quad (10)$$

$$\text{где } K = \frac{16 h^2 E_0}{3 R^4 (1 - \mu^2)}.$$

В вычислительном устройстве значение z определяется по зависимостям (2) или (3) и подставляется в (10). Зная температуру ЧЭ, можно внести поправку в формулу (10) и скорректировать дополнительный прогиб мембраны, вызванный повышенной температурой. Для бесконтактного определения температуры ЧЭ в данном устройстве предлагается использовать ВТП 8, так как контактные датчики будут ухудшать свойства мембраны. ЧЭ в данном случае должен выполняться из немагнитного металла, в котором будет возникать вихревой эффект.

На выходе преобразователя параметров ВТП корректирующий канал формирует сигнал, зависящий от обобщенного параметра β , который может быть описан следующим образом [6]:

$$\beta = R_{\text{вн}} \sqrt{\omega \sigma \mu_0}, \quad (11)$$

где $R_{\text{вн}}$ — радиус наружной обмотки ВТП, ω — круговая частота тока возбуждения, σ — удельная электрическая проводимость контролируемого материала, вблизи которого находится ВТП, в данном случае мембраны, $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м.

Параметр β , как видно из (11), зависит от величины σ удельной электрической проводимости контролируемого материала, которая, в свою очередь, определяется линейным температурным коэффициентом сопротивления, проводимостью σ_0 металла при 0°C и температурой. Таким образом, измерив величину проводимости σ_t при температуре t , можно вычислить температуру нагретого ЧЭ, что и реализуется в предлагаемом датчике.

Амплитудный детектор выделяет амплитуду синусоидального сигнала, величина которого предварительно усиливается вторым усилителем до уровня входного сигнала АЦП. В АЦП сигнал ВТП оцифровывается и вводится в вычислительное устройство, в котором обрабатывается. Сигнал с выхода фотоприемника после усиления в первом усилителе поступает на вход первого АЦП и после оцифровки вводится в вычислительное устройство. В вычислительном устройстве

рассчитывается значение измеряемого давления p по величине прогиба мембраны, измеряемого волоконно-оптическим датчиком с учетом дополнительного прогиба, вызванного нагревом ЧЭ.

Таким образом, предлагаемый ТДД в отличие от используемых в настоящее время для контроля рабочих процессов ГТД датчиков давления Метран-100 и Сапфир-22 обладает повышенной точностью измерений за счет исключения погрешностей, возникающих при возрастании температуры среды, давление которой измеряется, а также позволяет определять не только давление, но и температуры контактирующих с мембраной датчика рабочих сред. Кроме того, будучи выполненным в специальном термостойком исполнении, ТДД дает возможность расширить рабочий диапазон температур до 400°C при дополнительной погрешности измерений, не превышающей 0,5%, что превосходит характеристики серийно выпускаемых в настоящее время датчиков.

Библиографический список

1. Пат. РФ № 70574, МПК G 01 F 1/66. Волоконно-оптическое устройство для измерения расхода среды и давления [Текст] / Н.И. Лиманова, Г.В. Смирнов, П.Е. Юдин [и др.] – Оpubл. 27.01.2008. Бюл. № 3.
2. Иванова, Н.И. Расчеты упругих чувствительных элементов датчиковой аппаратуры [Текст] / Н.И. Иванова – М.: МЛТИ, 1972. – 139 с.
3. Пат. РФ № 2287791. МПК G 01L 9/00. Термокомпенсированный датчик давления [Текст] / Н.И. Лиманова, П.А. Шишкин, В.А. Лышов – Оpubл. 20.11.2006. Бюл. № 32.
4. Лиманова, Н.И. Термостабильный датчик давления для контроля рабочих процессов ГТД [Текст] / Н.И. Лиманова // Вестн. СГАУ. – Самара: СГАУ, 2006. – Вып. 2(10). – Ч. 2. – С. 55 – 58.
5. Агейкин, Д.И. Датчики контроля и регулирования: справочные материалы [Текст] / Д.И. Агейкин, Е.Н. Костина, Н.Н. Кузнецова. – М.: Машиностроение, 1965. – С. 575.
6. Соболев, В.С. Накладные и экранные датчики [Текст] / В.С. Соболев, Ю.М. Шкарлет. – Новосибирск: Наука, 1967. – 144 с.

PRESSURE MEASUREMENTS IN THE PIPELINES WITH THE HELP OF COMBINED HIGH TEMPERATURE PRESSURE SENSOR

©2011 N. I. Limanova, P. E. Yudin, I. A. Limanov

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

The pipelines of engines are exposed to different variable forces influence. During the engine tests the working processes control is conducted. Among others such control requires different pressure measurements. The most of the processes are accompanied by the working environment temperatures rise, which may be highly essential. Contemporary means of pressure measurements, which are used in automatic systems for the engine tests control are intended for work in temperature range up to 80°C. Unlike known the suggested high temperature pressure sensor ensures precision of measurements at the expense of compensation of errors, which appear during pressures definition at high environment temperature. The sensor permits to widen of temperature range up to 400°C. For that the additional measurements error doesn't exceed 0,5%.

The pipelines of engines, pressure measurements, pressure sensors.

Информация об авторах

Лиманова Наталия Игоревна, доктор технических наук, профессор, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: Nataliya.I.Limanova@gmail.com. Область научных интересов: автоматизированные системы управления, датчики для систем измерения, контроля и управления, математическое и компьютерное моделирование гетерогенных систем.

Юдин Павел Евгеньевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: Yudin@npcsamara.ru. Область научных интересов: надежность двигателей летательных аппаратов, автоматизированные системы управления.

Лиманов Игорь Алексеевич, кандидат технических наук, доцент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: 267-45-55@mail.ru. Область научных интересов: надежность двигателей летательных аппаратов, электротехника.

Limanova Nataliya Igorevna, doctor of technical sciences, professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: Nataliya.I.Limanova@gmail.com. Area of research: systems of automatic control, sensors for automatic systems, mathematical and computer modeling of the processes in heterogeneous systems.

Yudin Pavel Evgenevich, postgraduate student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: Yudin@npcsamara.ru. Area of research: reliability of the aircraft engines, systems of automatic control.

Limanov Igor Alekseevich, candidate of technical sciences, associate professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: 267-45-55@mail.ru. Area of research: reliability of the aircraft engines, electrical engineering.

СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ВНУТРИКАМЕРНЫХ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ ТЯГИ

© 2011 А. Н. Первышин, А. И. Рязанов

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

Стендовые испытания имеют определяющее значение при создании и доводке ракетных двигателей малой тяги и аналогичных им по рабочему процессу газогенераторов прикладного, наземного применения. Высокие требования к современным инновационным изделиям распространяются на все оборудование, участвующее в разработке, в том числе и на стендовое.

Ракетный двигатель, расход компонентов топлива, давление в ракетной камере, коэффициент избытка окислителя, автоматизация, стенд.

С целью усовершенствования конструкции ракетных двигателей, систем подачи топлива и других частей ракетных установок, а также для проверки качества работы они должны быть подвергнуты испытаниям. Только теоретическое исследование и проектирование не в состоянии обеспечить доводку разрабатываемого двигателя. Ракетные двигатели и различные основные части всей установки проходят ряд испытаний, преобладающую роль в которых играют:

1. Испытания под давлением на предмет выявления течей сварных швов, качества сборки трубопроводов и других соединений, в которых возможна течь.

2. Функциональные испытания для проверки правильности работы отдельных элементов неработающего двигателя, такие как испытания подачи топлива, действия клапанов.

3. Стендовые испытания работающего двигателя с целью проверки правильности работы и характеристик двигателя.

Стендовое оборудование лаборатории ОНИЛ-2 Самарского государственного аэрокосмического университета позволяло выполнять все перечисленные виды работ. Проводились исследования как ракетных двигателей малой тяги, так и обладающих аналогичным рабочим процессом газогенераторов прикладного, наземного применения, например металлизаторов [2]. Была возможность проводить холодные и огневые пуски с замером давления в камере сгорания, входного давления окислителя и его темпе-

ратуры. Рассчитывался расход окислителя. Для определения расхода горючего проводились замеры времени истекания фиксированной массы газа из баллона. Для приближенного задания расхода горючего проводился замер его входного давления. Такой подход к организации испытаний обладал рядом существенных недостатков:

1. Проведение единичного огневого пуска и обработка результатов занимали около получаса и требовали работы еще 2-3 человек, помимо оператора стенда.

2. Полученные результаты являлись осредненными по нескольким минутам работы двигателя.

3. Выход на режимную точку требовал многократных повторных пусков с итеративным подбором давлений.

Приведенные недостатки стендовых систем приводили к существенной трудоемкости, а порой и невозможности выполнения исследований в полном объеме.

Неравномерная, рывкообразная подача проволоки в камеру сгорания при испытаниях металлизатора [2] приводит к значительной нестабильности горения компонентов и режима истечения продуктов сгорания, а значит и к нестабильности процесса плавления напыляемого материала, его осаждению на деталь. Подача проволоки с постоянной скоростью исключит этот фактор, вносящий неоднородность в структуру покрытия.

Отсутствие обратных связей в системе стенда не позволяет оператору достаточно точно обеспечивать заявленные расходы го-

рючего и окислителя. Отклонения расхода топлива и коэффициента избытка окислителя приводят к уходу от заданных циклограммой испытаний режимов. Требуемые расходы достигаются путем итеративного подбора к 5 .. 12-му огневому пуску. Учитывая время пуска и обработки результатов не всегда удавалось получить одну экспериментальную точку в течение рабочего дня.

Возникла необходимость решения следующих задач:

1. Обеспечить непрерывную равномерную подачу проволоки в металлизатор и замер скорости ее подачи.

2. Определять мгновенные расходы компонентов топлива и давление в камере сгорания.

С целью решения поставленных задач проведена модернизация стенда (рис. 1) включающая создание устройства подачи проволоки, автоматизацию системы измерений и первичного анализа экспериментальных данных. Для возможности двойного контроля работы стенда были частично сохранены старые системы: манометры давления на входе компонентов топлива и в камере сгорания, термопара для замера температуры окислителя.

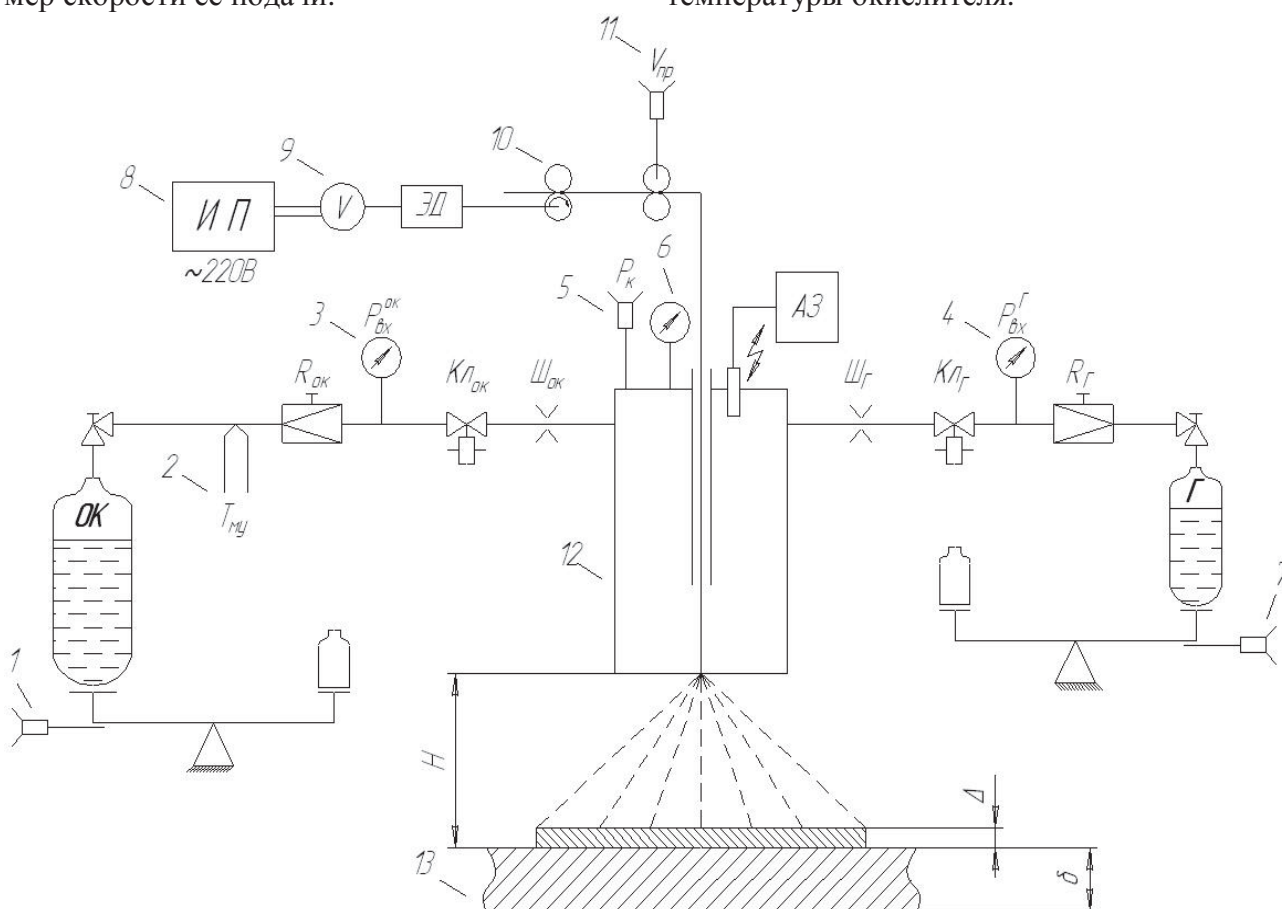


Рис.1. Пневмогидравлическая схема стенда:

1 – датчик усилия баллона окислителя, позволяет определить вес баллона в каждый момент времени $t_{ок}$; 2 – ХК КСП-4 (0...100⁰С) для замера температуры $T_{МУ}$; 3 – манометр образцовый для замера давления на окислителя на входе в камеру сгорания $P_{вх}^{ок}$; 4 – манометр образцовый для замера давления на горючего на входе в камеру сгорания $P_{вх}^Г$; 5 – манометр образцовый класса точности 0.16 с диапазоном измерения 0–6 ати на сто делений для замера давления в камере сгорания P_K ; 6 – датчик относительного давления для замера давления в камере сгорания P_K ; 7 – датчик усилия баллона горючего, позволяет определить вес баллона в каждый момент времени $t_Г$; 8 – блок питания на 220В ВСА-5А; 9 – вольтметр В7-22А; 10 – питатель проволоки; 11 – датчик оборотов примыкающего к проволоке колеса для определения скорости подачи проволоки $V_{пр}$; 12 – устройство ПВМ-1, 13 – контрольная пластина Ст.3

Система подачи проволоки и замера скорости представлена на рис. 2. От общей электросети через блок питания приводится в движение электродвигатель. Регулирование оборотами двигателя осуществляется напряжением от блока питания. Текущее напряжение контролируется по вольтметру. Проволока зажимается между двумя валика-

ми. Электродвигатель вращает ведущий валик и проталкивает проволоку. Жесткость поджимающей пружины регулируется гайкой. От устройства подачи проволока движется по направляющим трубкам и поступает в металлизатор через центральное (проволочный питатель) тело по оси камеры сгорания.

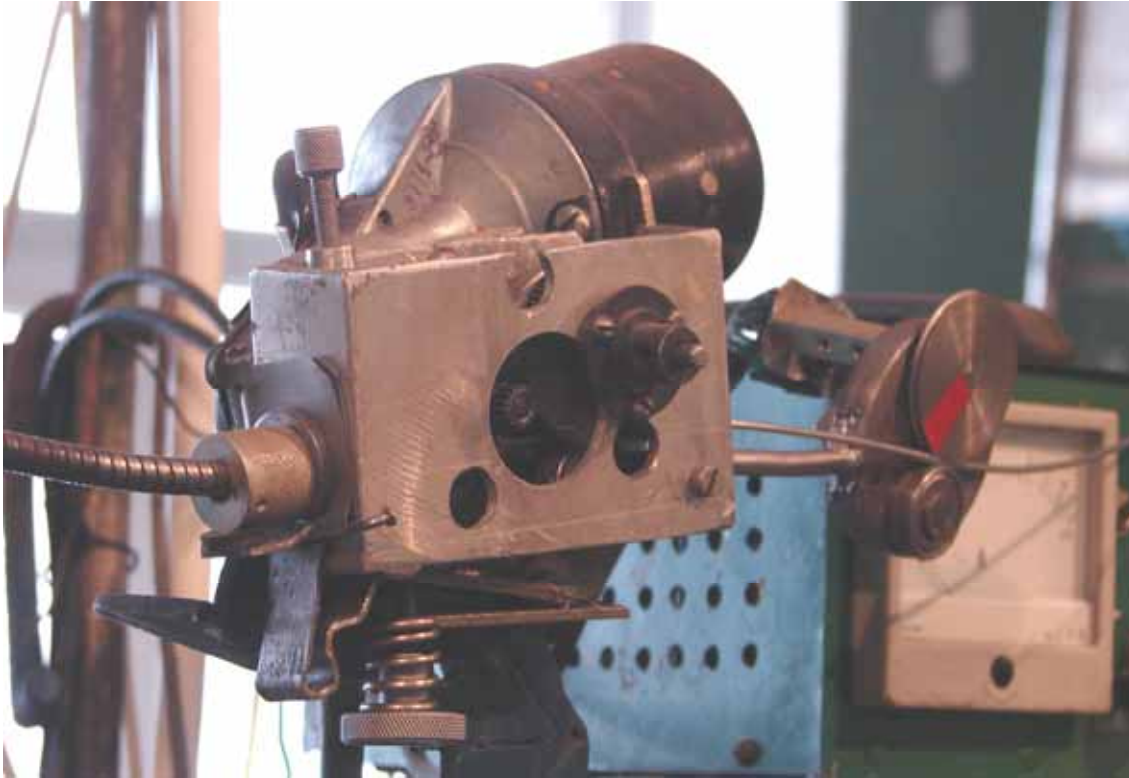


Рис. 2. Система подачи проволоки и замера скорости

Перед входом в систему подачи контролируется скорость движения проволоки. Прижатый к проволоке вал вращает датчик угла поворота. Данные передаются на ЭВМ для расчета мгновенной скорости подачи проволоки. Погрешность измерения не превышает 17% для скоростей выше 15 мм/с.

Расходы компонентов топлива определяются весовым методом. Используются датчики усилия, определяющие силу давления баллонов с газами – вес баллонов (см. рис. 2).

Замер давления в камере сгорания выполняется с помощью датчика относительного давления P_K .

Система измерений и первичного анализа экспериментальных данных, представленная на рис. 3, включила в себя следующие датчики: угла поворота вала, прижатого

к проволоке (ДУП), относительного давления P_K , усилия давлений баллонов окислителя F_{OK} и горючего F_G . С датчиков аналоговый сигнал поступает на аналого-цифровой преобразователь (АЦП). Для каждого датчика предусмотрен свой АЦП, расположенный в непосредственной близости от средства измерения.

Такая схема позволяет минимизировать искажение аналогового сигнала при его передаче по протяженным проводам на плату сбора данных. К плате подходит цифровой сигнал, слабо подверженный влиянию электромагнитных фоновых полей. Плата сбора данных передает результаты замеров на ЭВМ ПК через usb-интерфейс. Передача данных происходит по запросу программы «СТЕНД» с частотой 10 Гц. Программное обеспечение «СТЕНД», созданное в среде

программирования Delphi 7, позволяет осуществлять первичный анализ экспериментальных данных. Поступив в программу, данные декодируются из двоичного кода и переводятся в Международную систему единиц измерения СИ. Производится пер-

вичный анализ: по углу поворота и времени между замерами, рассчитывается скорость подачи проволоки $V_{пр}$, по изменению массы и времени находятся расходы компонентов топлива $m_{ок}$, $m_{г}$.

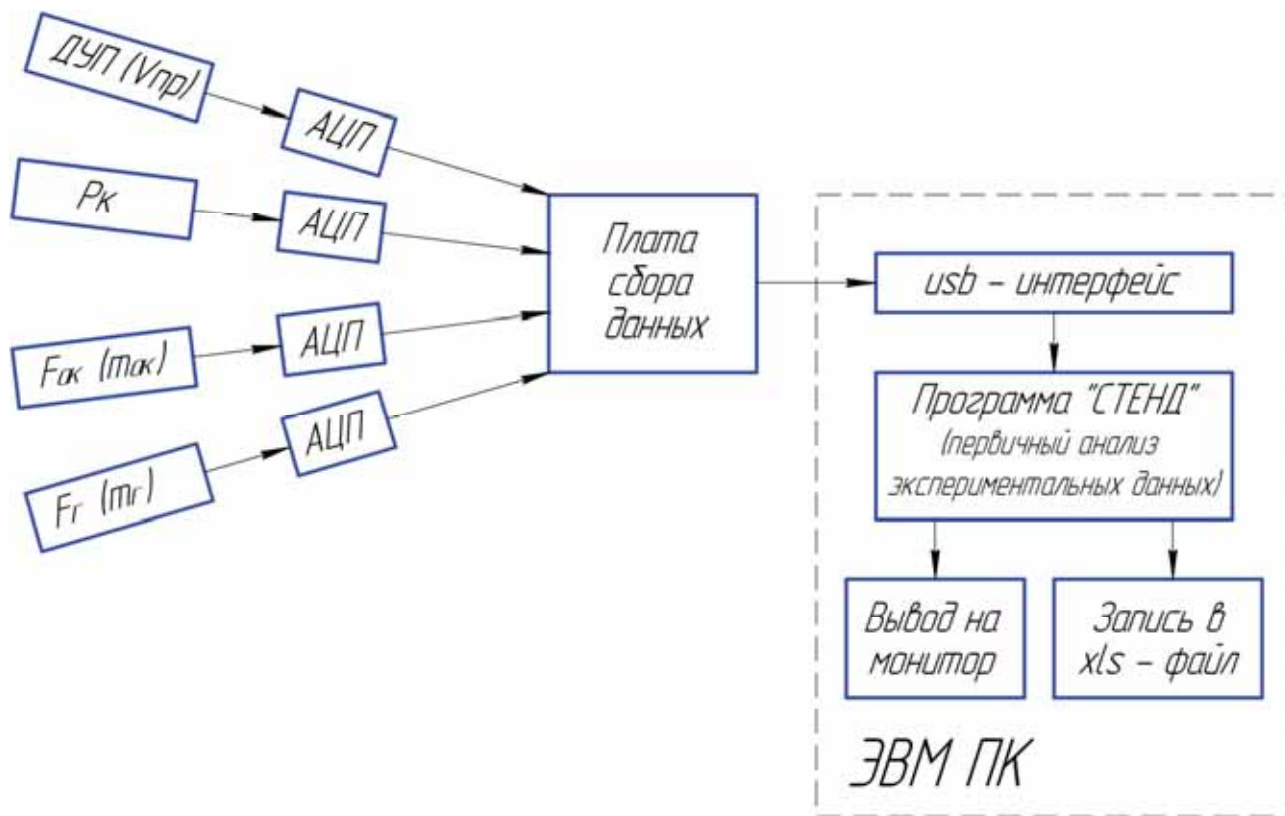


Рис. 3. Система автоматизированного сбора и первичного анализа экспериментальных данных

В ходе подготовки к испытаниям проводилась тарировка всех датчиков. В результате тарировки выявлены поправочные коэффициенты, позволяющие минимизировать систематическую погрешность измерительных систем. Программное обеспечение предусматривает возможность учета этих коэффициентов при обработке результатов замеров. Значения коэффициентов необходимо ввести в соответствующую форму программы «СТЕНД».

Форма коррекции исходного сигнала датчика описывается формулой: $y = a_1 \cdot x^2 + a_2 \cdot x + a_3$, где $a_1..a_3$ - поправочные коэффициенты; x - сигнал, пришедший с датчика; y - откорректированное значение для вывода на монитор. В случае отсутствия тарировки значения коэффициентов задаются следующими значениями: $a_1 = 0$, $a_2 = 1$,

$a_3 = 0$. Тогда уравнение вырождается в $y = x$.

Во время работы генератора на мониторе в режиме реального времени отображаются измеряемые параметры и некоторые расчетные, такие как коэффициент избытка окислителя $\alpha_{ок}$ и коэффициент полноты сгорания φ_{β} . Результаты отображаются как в виде числовых значений, так и в виде столбцового индикатора. Три параметра на выбор можно вывести в виде графиков изменения их величины по времени.

Протоколирование показаний всех датчиков и расчетных величин с частотой 10 раз в секунду осуществляется в xls-файле. В правый столбец xls-файла пишется дата проведения эксперимента. В следующем столбце сохраняется текущее время в секундах. Каждый из последующих столбцов соответствует одному измеряемому параметру или

расчетной величине. Каждая строка файла – это мгновенный срез состояния объекта испытаний.

Модернизация стенда и переход к автоматизированной системе сбора и первичного анализа экспериментальных данных позволили решить поставленные задачи:

1. Обеспечить непрерывную равномерную подачу проволоки в металлатор и замер скорости ее подачи.

2. Определять мгновенные расходы компонентов топлива и давление в камере сгорания.

В результате появилась возможность проводить испытания на стенде не только классических ракетных двигателей малой тяги, но и родственных им устройств наземного применения.

Автоматизация стенда имела еще ряд преимуществ:

1. Сократилось количество персонала, задействованного в проведении испытаний. Снятие и протоколирование показаний происходит автоматизированно и не требуют размещения людей напротив шкалы каждого измерительного прибора. Достаточно присутствия на стенде оператора стенда и оператора ЭВМ.

2. Рост производительности испытаний, обусловленный режимом сокращением количества времени на подготовку и проведение огневых пусков. Появилась возможность за один пуск делать не однократный замер параметров, а отслеживать их текущее состояние с высокой частотой, что позволяет настраиваться на режим в процессе однократного пуска генератора. Теперь исключается ручное протоколирование результатов замеров. Запись единичного замера параметров занимает менее 0.01 секунды. Время на первичную обработку результатов также сокращается в разы.

3. Повышение экономичности расхода компонентов топлива и проволоки. Обусловлено тем, что тот же объем испытаний выполняется за на порядок меньший объем времени работы генератора.

4. Повышение точности и частоты получаемых данных. Практически исключаются промахи, определение значения на глаз по шкале, задержка по времени между фиксированием показаний разных приборов и т.д. Большое количество статистических данных позволяет делать более адекватные выводы о протекающих процессах.

Испытания опытного пропановоздушного проволочного металлатора показали его работоспособность и высокую производительность [2]. Экспериментальные данные подтвердили адекватность математической модели [1].

Данная работа продемонстрировала невозможность создания инновационного инструмента металлизации без современного испытательного оборудования и показала пример применения передовых космических технологий в прикладных отраслях национальной экономики.

Библиографический список

1. Рязанов, А.И. Оценка интенсивности теплообмена между стержнем и рабочим телом в камере сгорания РДМТ [Текст] / А.И. Рязанов // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та – Самара: СГАУ, 2006. – Ч.1. - С.166.

2. Первышин, А.Н. Экспериментальное исследование генератора сверхзвуковых струй для напыления покрытий [Текст] [Текст] / А.Н. Первышин, А.И. Рязанов // Изв. Самар. науч. центра Российской академии наук – Самара: изд-во Самарского научного центра Российской академии наук, 2008. - С 80-84.

TEST BENCH FOR INVESTIGATION OF THRUSTERS INTRA-CHAMBER WORKING PROCESSES

© 2011 A. N. Pervyshin, A. I. Ryazanov

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

Experimental investigations have governing importance during the creation and development of thrusters and other gas generators of similar working process for ground application. All modern innovation equipment used for design and development, including test equipment, must satisfy strong requirements.

Rocket engine, fuel components consumption, rocket engine chamber pressure, oxidizer surplus ratio, automation, test bench.

Информация об авторах

Первышин Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механической обработки материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: mom@ssau.ru. Область научных интересов: прикладное применение ракетных двигателей.

Рязанов Александр Ильич, ассистент кафедры механической обработки материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: tr05@bk.ru. Область научных интересов: прикладное применение ракетных двигателей.

Pervyshin Alexandr Nikolaevich, doctor of technical sciences, chief of the “Mechanical materials processing” department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: mom@ssau.ru. Area of research: ground application of rocket engines.

Ryazanov Alexandr Ilyich, junior member of teaching staff, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). “Mechanical materials processing” department. E-mail: tr05@bk.ru. Area of research: ground application of rocket engines.

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС МЕТАЛЛИЗАТОРА НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ

© 2011 А. Н. Первышин, А. И. Рязанов

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

Создан пропановоздушный проволочный металлизатор на базе ракетного двигателя малой тяги. Рассмотрены изменения рабочего процесса ракетной камеры, необходимые для организации процесса получения расплава напыляемого металла.

Ракетный двигатель малой тяги, рабочий процесс, металлизатор, конверсия, компоненты топлива, ракетная камера.

Самолето- и ракетостроение являются высокотехнологичными отраслями национальной экономики. В них задействованы наиболее квалифицированные специалисты и новейшее производственное и испытательное оборудование. Множество фундаментальных и инновационных открытий совершается именно в этих отраслях. Создаются новые материалы, технологии, конструкторские решения. Последующее перетекание новшеств на производства общего машиностроения служит толчком для развития всей экономики. Явление обрело различные формы и названия: технологии двойного назначения, конверсия, диверсификация. Приведем наиболее яркие примеры.

В 70-е годы предприятие СНТК им. Н.Д.Кузнецова освоило конвертирование авиационных двигателей в силовые приводы для модульных газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов НК-12СТ мощностью 6,3 МВт и НК-16СТ мощностью 16 МВт. В 90-х годах по заказу РАО "Газпром" велись работы по двигателям нового поколения НК-36СТ мощностью 25 МВт, КПД 36% и НК-38СТ с КПД 38%. Двигателями НК-36СТ будут оснащаться действующие газопроводы, а также новые газопроводы с Ямальского месторождения. Для энергетиков по заказу РАО "ЕЭС-России" разработан двигатель НК-37 мощностью 25 МВт, КПД 36,4% для привода электрогенератора. На базе ГТД НК-37 создана первая в России блочно-модульная теплоэлектростанция электрической мощностью 25 МВт, тепловой мощностью 39 Гкал/ч и с тепловым КПД 88%. Первый экземпляр такой ТЭС успешно работает на Безымянской ТЭЦ г. Самары.

Один из исторических путей развития ракет-носителей в нашей стране, как и в большинстве стран мира – это путь конверсии стратегических баллистических ракет к космическим нуждам, позволивший быстро и при ограниченных затратах создать основу сегодняшнего парка национальных средств выведения. Путь включает несколько направлений.

Первое "конверсионное" направление, возникшее в 1957 году, связано с созданием ряда РН на базе МБР Р-7, разработанной в знаменитом ОКБ-1 С.П.Королева. В рамках этого направления создано более 17 модификаций РН - "Спутник", "Восток", "Молния", "Союз", "Союз-2" и др. Развитием этого направления занимается Государственный научно-производственный ракетно-космический центр "Прогресс" - ЦСКБ.

Второе "конверсионное" направление возникло в 1961 году. Оно было связано с разработкой РН легкого класса с наземным стартом на базе различных стратегических ракет. Наибольший вклад в развитие этого направления внесло НПО "Южное" (Украина), где были созданы два варианта РН "Космос" (1, 2) (на базе ракет Р-12 и Р-14), а также РН "Циклон-3" (4), "Циклон-2" (3) и "Циклон-2А" (на базе ракет Р-36 и Р-36М).

Третье "конверсионное" направление открылось в 1965 году после создания РН тяжелого класса на базе МБР УР-500. Оно положило начало семейству наиболее конкурентоспособных на мировом рынке РН "Протон" с грузоподъемностью до 20 т. Осуществляемая в Государственном космическом НПЦ имени Н.В.Хруничева очередная модернизация данной РН ("Протон-М")

позволит увеличить грузоподъемность еще примерно на 2 т.

Четвертым направлением на пути конверсии баллистических ракет является наиболее молодое и перспективное направление, связанное с созданием РН мобильного старта для запуска малых и сверхмалых КА. Потребность в таких высокоэкономичных, обладающих большой оперативностью пуска и широкими возможностями гибкого выбора точек старта РН появилась в последние годы в связи с бурным развитием микроэлектроники и малогабаритной техники. В этом плане накопленный в нашей стране значительный опыт в разработке мобильных стратегических ракетных комплексов наземного, морского и воздушного базирования является прекрасной основой для развития РН этого направления. Наиболее интересны проекты, предложенные НТЦ "Комплекс - МИТ" (РН "Старт-1", "Старт"), ГРЦ "КБ им. академика В.П.Макеева" (РН "Волна", "Высота", "Прибой", "Штиль-3А", "Риф-МА") и МКБ "Радуга" совместно с АНТК им. А.Н.Туполева (РН "Бурлак").

Конверсия распространяется не только на ракеты-носители, но и на отдельные его элементы. Высокая концентрация энергии в струе продуктов сгорания ракетного двигателя, сравнительная простота ее получения и управления широко используются не только для создания тяги, но и для различных технологических процессов. Инструментом воздействия на технологический объект в таких процессах служат сверхзвуковые высокотемпературные потоки. Устройства, генерирующие подобные потоки, получили название генераторов сверхзвуковых струй.

Такие устройства предложены в работах Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана, Самарского государственного аэрокосмического университета имени С.П. Королева, Национального аэрокосмического университета имени Н.Е. Жуковского, «Харьковского авиационного института» и многих других учреждений, как отечественных, так и зарубежных. Перспективность использования генераторов сверхзвуковых струй применительно к таким технологическим процессам, как разделительная резка, струйно-абразивная обработка, металлизация, подтверждена их успешной эксплуатацией.

Рабочий процесс таких устройств рассмотрен в работах Кудрявцева В.П., Полева В.М., Грушенко А.М., Лукачёва В.П., Левина В.Я., Первышина А.Н. и других ученых и базируется на модифицированных под конкретный принцип работы либо ВРД, либо РД.

В то же время уникальные энергетические возможности РД можно использовать и для широко распространенных в авиастроении, ракетостроении и многих других областях техники процессов металлизации.

Металлизация используется при защите металлов от коррозии, восстановлении деталей, повышении износостойкости, создании пористых гидропроводящих структур, электромагнитном и инфракрасном экранировании, декоративной отделке и многих других технологических процессах.

По причинам коррозии и износа ежегодно теряется 12% всего произведенного в мире металла. От коррозии преждевременно выходят из строя такие крупногабаритные объекты как мосты, опоры ЛЭП, выхлопные шахты и дымовые трубы ГПА, морские суда. Для их защиты требуются мобильные, полностью автономные установки, наносящие покрытия в большинстве случаев из алюминия. Многие объекты находятся в труднодоступных и неиндустриализированных районах страны. Площади обрабатываемых поверхностей составляют квадратные километры. Рассмотрим возможность применения достижений ракетного двигателестроения для решения обозначенной проблемы [1].

Химическая энергия топлива, выделяющаяся при горении в камере сгорания ракетного двигателя, может быть использована на расплавление и доставку материала будущего покрытия до обрабатываемого объекта. Температуры плавления материалов покрытий, применяемых для защиты от коррозии, лежат в широком диапазоне от 700К до 2700К. Все они могут быть расплавлены в камере сгорания РД. Однако устройство для металлизации, расплавляющее оксид алюминия, легко может перегреть цинк и испарить значительную часть материала покрытия до его осаждения на изделие. Поэтому целесообразно создать более узкоспециализированное устройство.

Коррозионные разрушения металлов обусловлены химическими и электрохими-

ческими процессами, происходящими на поверхности металла при взаимодействии со средой. Различают коррозию атмосферную, в морской воде, грунтовую, в агрессивных средах (кислотную, щелочную и т.д.), высокотемпературную газовую (сульфидную, сульфидно-оксидную и т.д.). Для защиты от повсеместно распространенных атмосферной, морской, подземной коррозии стальных конструкций, трубопроводов, судов и т.д. широко применяют металлы-протекторы, имеющие отрицательный потенциал большей величины, чем у железа (анодные покрытия) - Zn, Al.

Около половины производимого в мире цинка расходуется на защиту от коррозии металлических конструкций (цинкование) и кровельных материалов. Однако сравнительно низкая температура плавления $419,46^{\circ}\text{C}$, высокая податливость уже при температуре 200°C , сильная окисляемость при температурах выше 500°C делают цинк металлом неудобным (нетехнологичным) для напыления с помощью ракетной камеры.

Алюминий также широко распространен в качестве антикоррозионного покрытия. Расплавляется при более высокой температуре (660°C) нежели цинк и более технологичен по своим свойствам. Может быть получен как в виде порошка, так и проволоки. Алюминиевый порошок легко воспламеняется при контакте с водой, что вызывает

трудности при хранении и транспортировке материала будущего покрытия. При применении порошка необходимо организовывать систему его подачи в камеру сгорания РД. Обычно порошок наддувают в отдельной емкости и регулируют его расход дозатором. Такие емкости довольно громоздки и значительно увеличат габариты металлатора, ухудшив его мобильность. Материал покрытия в виде проволоки технологичнее, безопаснее, занимает меньший объем и может подаваться непосредственно в камеру по небольшому каналу.

Сформулируем требования к устройству для металлизации на базе ракетного двигателя:

- 1) малые масса и габариты,
- 2) мобильность и автономность,
- 3) доступность компонентов топлива,
- 4) многократный запуск,
- 5) высокий ресурс,
- 6) безопасность,
- 7) производительность,
- 8) экономичность,
- 9) технологичность,
- 10) экологичность.

Был создан металлатор ПВМ-1 (рис. 1), отвечающий перечисленным требованиям. Прототипом послужил ракетный двигатель малой тяги. Новые задачи и требования к двигателю вызвали существенные изменения в его конструкции и в рабочем процессе.

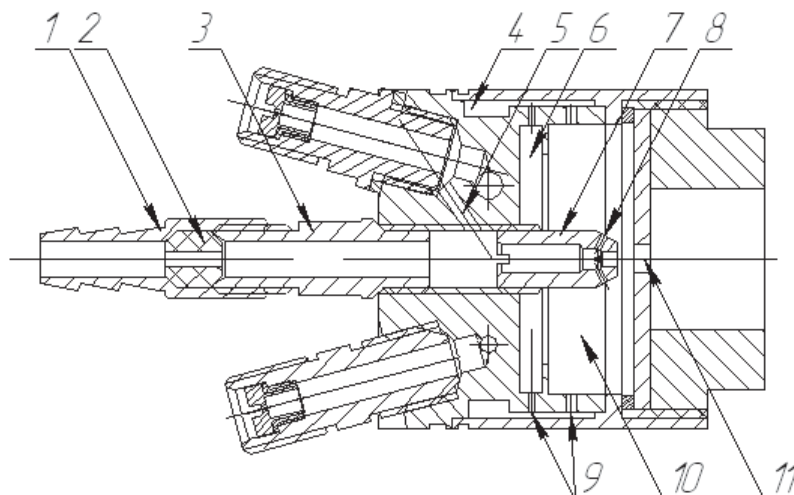


Рис. 1. Опытный образец пропановоздушного проволочного металлатора ПВМ-1:
 1 – штуцер, 2 – фторопластовое уплотнение, 3 – переходник, 4 – коллектор, 5 – отверстия для наддува канала подачи проволоки, 6 – предкамера, 7 – проволочный питатель, 8 – отверстия для отвода окислителя от проволоки, 9 – форсунки топливной смеси, 10 – камера сгорания, 11 – минимальное сечение

Наиболее значимое изменение в рабочем процессе РД – это отказ от кислорода в

качестве окислителя. Использование воздуха и пропан-бутановой смеси привело к сниже-

нию затрат на эксплуатацию устройства. Компоненты топлива доступны, технологичны и экологичны. Это позволит эксплуатировать ПВМ-1 автономно в полевых условиях, вдали от промышленных центров. Баллон с пропан-бутановой смесью может быть мобильно доставлен к месту проведения работ вместе с газогенератором. Снижение требований к работе с окислителем позволило значительно расширить возможную область эксплуатации генератора. Воздух можно подавать как из баллона, так и нагнетать в камеру сгорания с помощью компрессора. Применены несамовоспламеняющиеся компоненты, что повышает надежность и безопасность. Температура продуктов сгорания не превышает 2000К, что позволяет существенно повысить ресурс ракетной камеры. Опытный образец проработал уже более 1500 часов.

Решена конструктивная задача ввода легкоплавкой проволоки в ракетную камеру перед критическим сечением. Канал подачи проволоки наддувается окислителем во избежание вброса в него продуктов сгорания и предотвращения заплавления канала легкоплавким металлом. Полость наддува с одной стороны ограничена лабиринтным фторопластовым уплотнением 2, а с другой стороны предусмотрены отверстия 8 для отвода окислителя перед выходом проволоки в камеру сгорания 10. Введя напыляемый материал внутрь камеры сгорания, удалось дос-

тичь большей компактности устройства. Подача проволоки в область плотной концентрации энергии в максимально нагретые и плотные продукты сгорания позволяет быстро расплавить металл и получить высокую производительность устройства.

Материал покрытия может подаваться в ракетную камеру с различной скоростью. Логично предположить, что такая скорость не может быть бесконечной и имеет предел, установить который можно опытным путем [3]. Предельная скорость подачи проволоки V_{PP} при соответствующих параметрах режима генератора сверхзвуковых струй позволяет определить важные параметры, характеризующие процесс получения расплава: производительность \dot{m}_{PP} - расход проволоки и экономичность \dot{m}_{PP} / \dot{m}_T - отношение расхода проволоки к расходу топлива.

Выбор основных режимных и конструктивных параметров осуществлялся по следующему алгоритму:

1. Рассчитываются максимальные производительности процесса металлизации при различном коэффициенте избытка окислителя (рис. 2,а). Зависимость экономичности от коэффициента избытка окислителя повторяет график производительности с максимумом при $\alpha_{OK} = 1$ (рис. 2,б). Выбирается режим с наибольшей производительностью и экономичностью ($\alpha_{OK} = 1$).

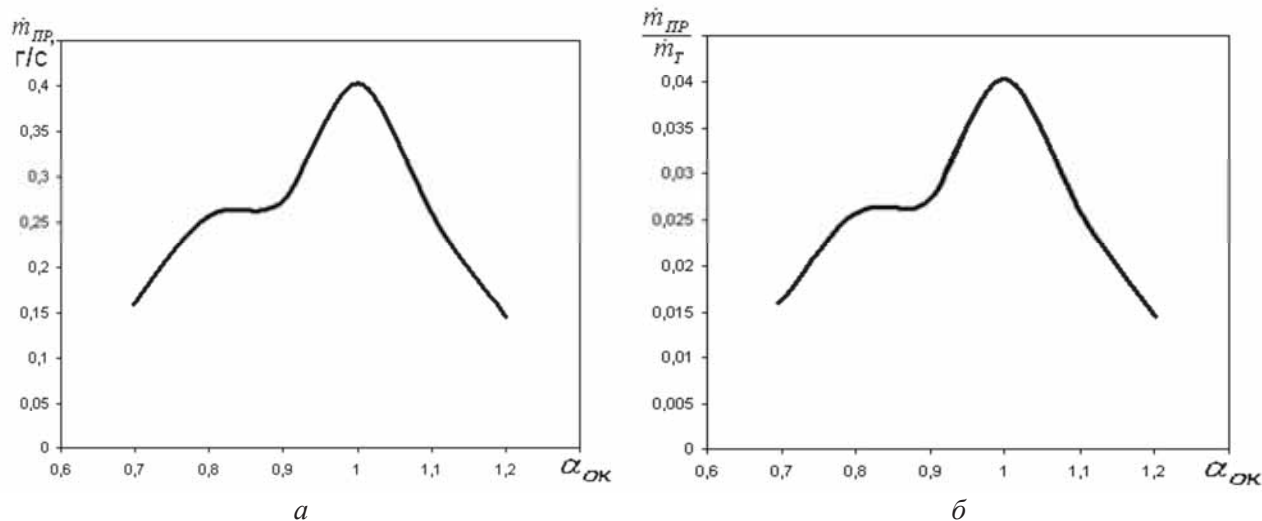
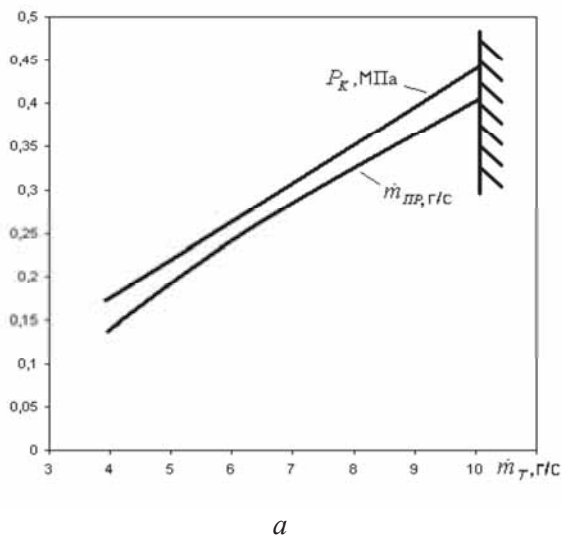


Рис. 2. Зависимости расхода проволоки (производительности) от коэффициента избытка окислителя (а) и экономичности процесса напыления от коэффициента избытка окислителя (б)

2. Рассчитываются максимальные производительности процесса напыления при

различных расходах топлива, в пределах возможных для данного устройства (рис.

3,а). Таким пределом является расход топлива $\dot{m}_T = 10$ г/с, что связано с ограничением давления при стандартной заправке баллона горючего. Экономичность имеет максимум



при $\dot{m}_T = 7$ г/с и незначительно снижается с его ростом (рис. 3,б). Спад несущественный, что позволяет выбрать за наиболее рациональный расход топлива $\dot{m}_T = 10$ г/с.

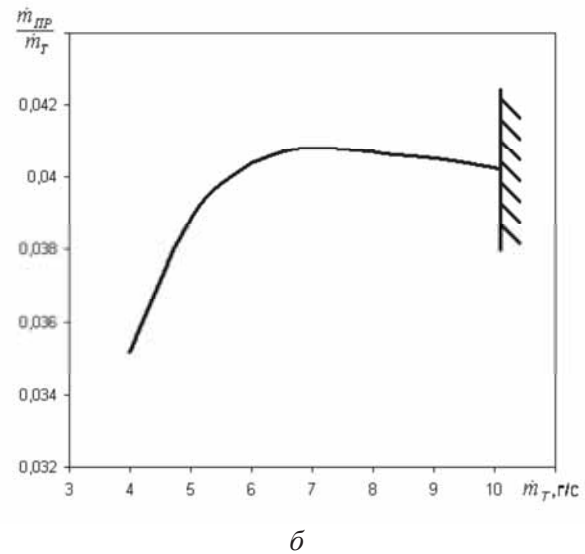


Рис. 3. Зависимости расхода проволоки (производительности) и давления в ракетной камере от расхода топлива (а) и экономичности процесса напыления от расхода топлива (б)

3. Оценка площади критического сечения газогенератора в зависимости от расхода топлива, при условии критического перепада в нем, представлена на рис. 4,а. Технологичнее больший размер критического сечения, соответствующий расходу топлива $\dot{m}_T = 10$ г/с.

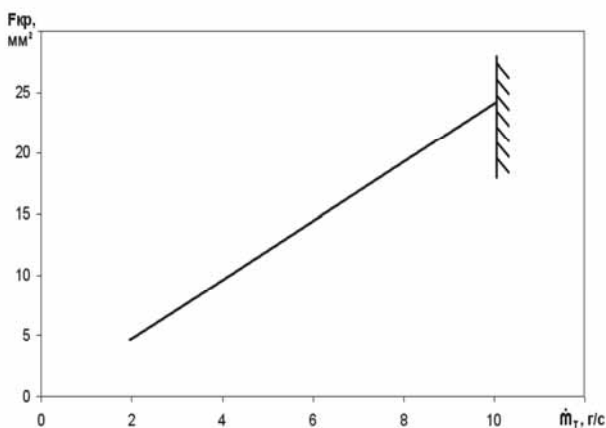


Рис. 4. Зависимость площади критического сечения от расхода топлива

По результатам теоретического исследования [2] выявлена область рациональных режимов генератора сверхзвуковых струй для металлизации на компонентах воздух, пропан-бутановая смесь. Выбраны площадь критического сечения $F_{kp} = 24 \text{ мм}^2$, коэффициент избытка окислителя $\alpha_{OK} = 1$ и расход

топлива $\dot{m}_T = 10$ г/с, определяющий давление в ракетной камере $P_k = 0,45$ МПа.

Наличие малого критического сечения обуславливает высокое давление в камере сгорания и обеспечивает сверхзвуковое истечение продуктов сгорания. В области критического сечения их скорость превышает 800 м/с. Аналогично ракетным двигателям металлизаторы генерируют высококонцентрированные потоки энергии. Температура продуктов сгорания превышает 2000 К, тепловой поток в алюминиевую проволоку достигает $6000 \text{ Вт/м}^2/\text{К}$. В ракетных двигателях температура порядка 3000 К, тепловой поток в стенку камеры сгорания $7000 \text{ Вт/м}^2/\text{К}$. Такая концентрация энергии благодаря высоким давлению и температуре в камере сгорания ПВМ-1 позволяет достигать расплавления проволоки на коротком отрезке (3...6 мм) и сохранить малые массу и габариты устройства. Высокая энергетика положительно сказывается на производительности устройства за счет роста расхода проволоки.

Элемент камеры сгорания с критическим сечением выполнен отдельной деталью (рис. 1). Он может быть быстро заменен без перебора всего устройства. Такая необходимость возникает при прогорании критического сечения либо его залипании расплавом.

В конструкцию ПВМ-1 внесено регенеративное охлаждение, продлевающее ресурс устройства благодаря снятию температурного напряжения со стенок ракетной камеры. Охлаждение препятствует разрушению функциональных элементов устройства и позволяет многократно запускать генератор. Предварительный подогрев топлива повышает скорость горения.

Электроискровая расходная система воспламенения обеспечивает быстрое возгорание топлива. Наличие предкамеры стабилизирует горение. Своевременное воспламенение и стабильное горение топливной смеси обеспечивает безопасность эксплуатации ПВМ-1.

В табл. 1 сведены принципиальные изменения рабочего процесса ракетного двигателя малой тяги, проведенные в процессе создания ПВМ-1. Показано положительное

влияние этих изменений на различные характеристики устройства.

Огневые испытания металлизатора с нанесением покрытия на ступенчатый вал представлены на рис. 5.

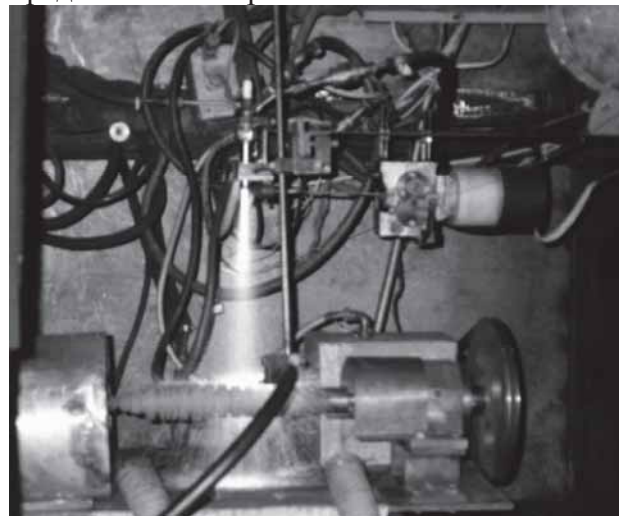


Рис. 5. Стендовый пуск ПВМ-1

Таблица 1. Изменения в рабочем процессе ракетного двигателя

Свойства и параметры двигателей	Малые масса и габариты	Мобильность и автономность	Доступность компонентов топлива	Многократный запуск	Высокий ресурс	Безопасность	Производительность	Экономичность	Технологичность	Экологичность
Компоненты топлива: пропан-бутан и воздух		+	+		+	+		+	+	+
Материал покрытия в виде проволоки	+					+			+	
Ввод проволоки внутри камеры	+						+			
Наличие критического сечения	+						+			
Заменяемое критическое сечение									+	
Регенеративное охлаждение				+	+					
Электроискровая расходная система воспламенения						+				

При проектировании, изготовлении, испытаниях [3], доводке пропановоздушного проволочного металлизатора широко использовался опыт создания ракетных двигателей как аналогичных устройств. Проведенная работа – пример успешной конверсии технологий ракетостроения.

Библиографический список

1. Первышин, А.Н. Энергетика струйных технологий [Текст] / А.Н. Первышин // Проблемы и перспективы развития двигателе-

строения в поволжском регионе. Тр. междунар. науч.-техн. конф. - Самара: СГАУ, 1997. – Вып.1. – С. 4.

2. Рязанов, А.И. Численное решение задачи Стефана для подвижного цилиндра в струе продуктов сгорания с учетом радиационного теплообмена. [Текст] / А.И. Рязанов // Четвертая Российская Национальная конф. по Теплообмену – М.: МЭИ, 2006. -Т.7, - С. 124-127.

3. Первышин, А.Н. Экспериментальное исследование генератора сверхзвуковых

струй для напыления покрытий [Текст] / академии наук» – Самара: Изд-во Самарско-
А.Н. Первышин, А.И. Рязанов // Сб. науч. тр. го научного центра Российской академии
«Известия Самар. науч. центра Российской наук, 2008. – С. 80-84.

WORKING PROCESS OF GASEOUS FUEL METALLIZATOR

© 2011 A. N. Pervyshin, A. I. Ryazanov

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

Propane-air wire metallizator is developed on the basis of thruster. working process modifications required for metal evaporation are examined.

Thruster, working process, metallizator, conversion, fuel components, rocket engine chamber.

Информация об авторах

Первышин Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механической обработки материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: mom@ssau.ru. Область научных интересов: прикладное применение ракетных двигателей.

Рязанов Александр Ильич, ассистент кафедры механической обработки материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: tr05@bk.ru. Область научных интересов: прикладное применение ракетных двигателей.

Pervyshin Alexandr Nikolaevich, doctor of technical sciences, chief of the “Mechanical materials processing” chair, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: mom@ssau.ru. Area of research: ground application of rocket engines.

Ryazanov Alexandr Ilyich, junior member of teaching staff, “Mechanical materials processing” chair, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: tr05@bk.ru. Area of research: ground application of rocket engines.

КИНЕТИЧЕСКАЯ ДИАГРАММА МЕДЛЕННОГО РОСТА УСТАЛОСТНОЙ ТРЕЩИНЫ. ПОДРАСТАНИЕ ТРЕЩИНЫ

©2011 Т. А. Хибник, Ю. И. Кольцун

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

На основе макроструктурного анализа типичного усталостного излома цилиндрического образца из стали 45 с кольцевым полукруглым надрезом при изгибе представлена методика построения кинетической диаграммы медленного роста усталостной трещины с учетом третьей координаты – количества циклов нагружения. Показана количественная оценка подрастания трещины в плоскости проекции: количество циклов нагружения – скорость трещины.

Многоцикловая усталость, концентрация напряжений, излом, усталостная трещина, макроструктурный анализ, коэффициент интенсивности напряжений, период скорости роста, кинетика, диаграмма, циклы нагружения, подрастание трещины.

В середине двадцатого века Россия лидировала в области исследования макроструктуры усталостных изломов высоконагруженных деталей в процессе их эксплуатации. А.М.Зайцев [1] впервые обратил внимание на закономерности строения усталостных изломов и разработал основные положения макроструктурного анализа. Однако дороговизна усталостных испытаний, развитие теории дислокаций, накопления повреждений, а также создание новых микроскопов, позволяющих оценивать закономерности разрушения на мезоскопическом и наномасштабных уровнях, определили направления дальнейших исследований по пути поиска локальной зоны зарождения усталостной трещины и её тщательного микроструктурного анализа, а также многомодельного анализа упругопластического состояния материалов [2,3,4].

Усталостные испытания, как правило, направлены на определение механических свойств и вязкости разрушения материалов, а также предела выносливости по разрушению. Исследования закономерностей развития рельефа разрушения не проводились в силу отсутствия видения перспективы дальнейшего использования накопленной информации, постоянно пополняющейся все большим многообразием изломов. Это послужило появлению статистики по длительному развитию усталостных трещин в деталях машин и их неожиданному разрушению,

что в настоящее время определяет необходимость перехода к проектированию деталей по принципу безопасного повреждения (damage tolerance) [5]. Но данную цель по сей день не удается реализовать по причине отсутствия систематизации и схематизации закономерностей усталостных разрушений.

Как известно, макрорельеф усталостного разрушения металлических материалов отчетливо свидетельствует о местном перераспределении напряженного и деформированного состояния в условиях пластических деформаций на линии фронта трещины. Это позволяет уточнять расчетную схему детали при оценке её прочности и давать рекомендации для её проектирования. Более того, знание механизма зарождения трещин под поверхностью детали позволит прогнозировать зоны возможного зарождения усталостных трещин и создать устройства по локализации очага будущего разрушения. Существенным результатом для практики также является методика расчета периода медленного роста усталостной трещины, когда при регистрации определенной глубины трещины в материале можно рассчитать количество циклов до разрушения детали [6,7]. Именно эта методика позволяет построить пространственную кинетическую диаграмму медленного роста усталостной трещины (КДмРУТ) как характеристику энергетических процессов в материале, происходящих при скоростях роста усталостной трещины в

диапазоне от 10^{-7} до 10^{-4} мм/цикл. Кроме этого, на всех этапах медленного роста усталостной трещины количественно можно определить её подрастание. Все это определяет надежность машин, особенно в условиях остаточного ресурса, и закладывает основы к переходу проектирования деталей по принципу их безопасного повреждения.

На рис. 1 представлен усталостный излом типичного цилиндрического образца диаметром $D = 25$ мм с полукруглым кольцевым надрезом радиусом $R = 1$ мм, нанесенным на предварительно обкатанную ролик, т.е. упрочненную поверхность, с усилием 100Н. Образец выстоял 10^7 циклов при изгибе по симметричному циклу с частотой 19,5Гц и был статически разрушен на разрывной машине. На фотографии излома отчетливо видна симметричная медленно растущая усталостная трещина 1 серповидной формы как результат предельной амплитуды и высокой концентрации напряжений [8], и, со стороны свободного выхода элементов фреттинга в фазе растяжения, полуэллиптическая трещина как результат предельной амплитуды и отсутствия влияния концентрации напряжений от конструктивного надреза.

Анализируя эти трещины, была построена диаграмма предельных коэффициентов интенсивности напряжений (КИН) по глубине развития первой и второй усталостных трещин с учетом того, что на первоначальном этапе серповидная трещина имеет комбинированный вид, а именно: сначала тип III, затем тип I.

На рис. 2 представлена диаграмма предельных КИН при переходе из зоны концентрации напряжений в элементе детали к материалу, в силу того, что полуэллиптическая трещина развивается только при отсутствии концентрации напряжений, т.е. как в гладких образцах [8]. Диаграмма имеет характерный участок АВ, полученный при уменьшении коэффициента интенсивности напряжений K_{III} , как результат перехода от трещины по типу III к трещине по типу I, при этом точка В является точкой бифуркационного перехода при смене типа трещины.

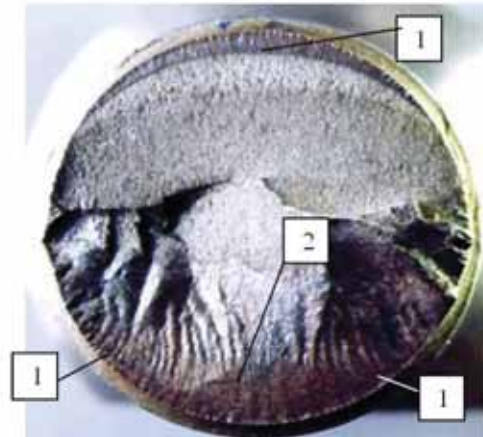


Рис.1. Излом образца из стали 45 с усталостными трещинами: 1 – серповидная трещина; 2 – полуэллиптическая трещина

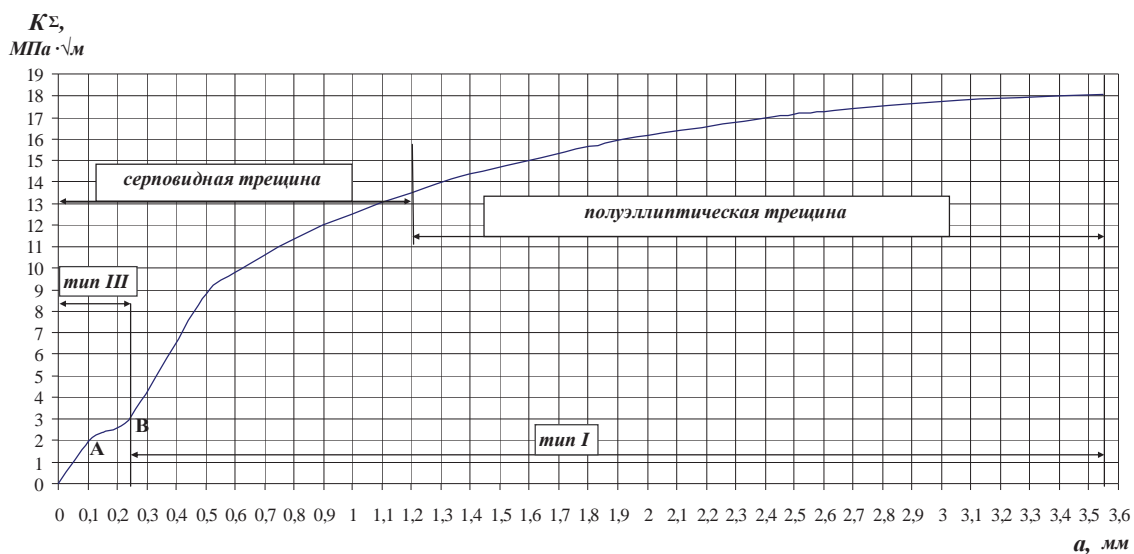


Рис. 2. Диаграмма предельных коэффициентов интенсивности напряжений

Преобразованная диаграмма КИН в относительных величинах (рис.3) позволяет использовать дифференциальное отношение

dK/da как тангенс наклона касательной к кривой диаграммы в системе с известной формулой Пэриса для скорости роста уста-

лостной трещины $\frac{da}{dN} = C \cdot K^m$. Выделив в обоих равенствах дифференциалы глубины da и приравняв их друг другу, получаем соотношение, интегрирование которого по частям позволяет выделить формулу (1) для числа циклов N_p . Выражение (1) представляет собой формулу расчета периода роста усталостной трещины [6,7] в диапазоне от её страгивания до критической глубины:

$$N_p = \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{a_{npred}}{(m_i - 1)K_{npred} \cdot C_i} \cdot \left[\left(K_0^{m-1} \cdot tg\alpha_0 \right)^{-1} + \left(K_0^{m-1} \cdot tg\alpha \right)^{-1} - \left(K_i^{m-1} \cdot tg\alpha \right)^{-1} \right] \right\}, \quad (1)$$

где i - текущая точка заданного интервала относительной глубины усталостной трещины после регистрации трещины; K_0, K_{npred} - начальное значение КИН, соответствующее зарегистрированной глубине трещины, и критическое значение КИН соответственно; C, m - постоянные формулы Пэриса.

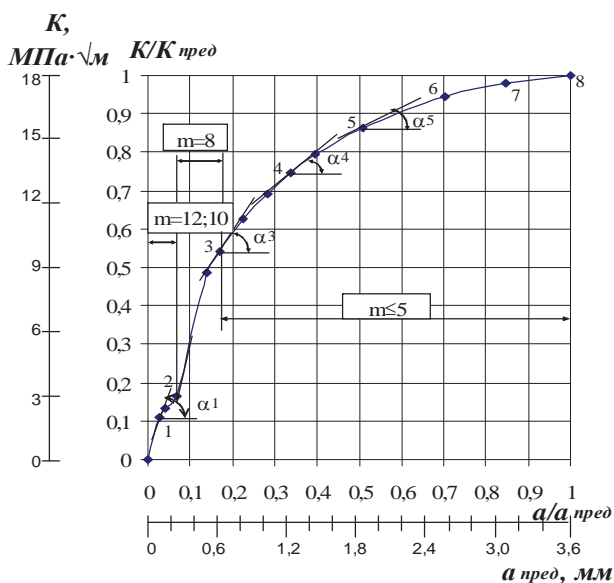


Рис. 3. Диаграмма предельных КИН в относительных величинах

Здесь следует иметь в виду допущение, что коэффициент C в формуле Пэриса является постоянной величиной для определенного класса материалов, а показатель степени m изменяется по мере увеличения глубины усталостной трещины. Формула (1) позволяет рассчитывать остаточное количество циклов нагружения, начиная с глубины трещины, которая выявляется в период текущего профилактического контроля детали неразрушающими методами, до критической

глубины, характеризующейся последующим резким снижением несущей способности этой детали.

Методика построения КДмРУТ основана на том, что известна количественная связь на определенных глубинах усталостной трещины между коэффициентом интенсивности напряжений K_I , или размахом КИН ΔK_I , определяемого по формуле (2), количеством циклов нагружения N и скоростью медленного роста усталостной трещины da/dN :

$$\Delta K_I = (1 - R) K_I, \quad (2)$$

где $R = -1$ - коэффициент асимметрии для симметричного цикла.

Данная связь при использовании формулы (1) позволяет построить в трехмерной системе координат $(\Delta K_I, da/dN, N)$ пространственную кривую 1^0 (рис.4), проекция которой на плоскость $\Pi_1(\Delta K_I, da/dN)$ представляет собой КДмРУТ - 1 (рис. 5), а проекция на плоскость $(da/dN, N)$ - график функции медленного подрастания усталостной трещины (рис.6).

Для сравнения с расчетной пространственной кривой КДмРУТ - 1^0 на рис. 4 приведена экспериментальная кинетическая диаграмма роста усталостной трещины (КДРУТ - 2), полученная в результате испытаний компактных образцов с прямым надрезом из стали 45 без поверхностного упрочнения с опасным сечением квадратной формы 25x25мм по типу III ГОСТ 25.506 - 85 на установке INSTRON 8801 в научной лаборатории кафедры сопротивления материалов СПбГПУ. Испытания проводились при внецентренном растяжении с коэффициентом асимметрии цикла $R = 0,1$ и частотой нагружения 19,5Гц. Рассматривая на плоскости Π_1 функциональную кривую 2 (КДРУТ) (рис.5), можно видеть, что экстраполяция проекции функциональной кривой 1 медленного роста усталостной трещины (КДмРУТ) от точки В, т.е. от границы перехода серповидной трещины к полуэллиптической, приходится на начальный участок Пэрисовской прямой (точка D). Экстраполяция кривой 1 от точки С, т.е. от границы перехода полуэллиптической трещины к магистральной, приходится на середину Пэрисовского участка КДРУТ (точка Е). Это прежде всего свидетельствует об удовлетворительной точности расчетного метода построения КДмРУТ, а следовательно, о его возможности использования на практике.

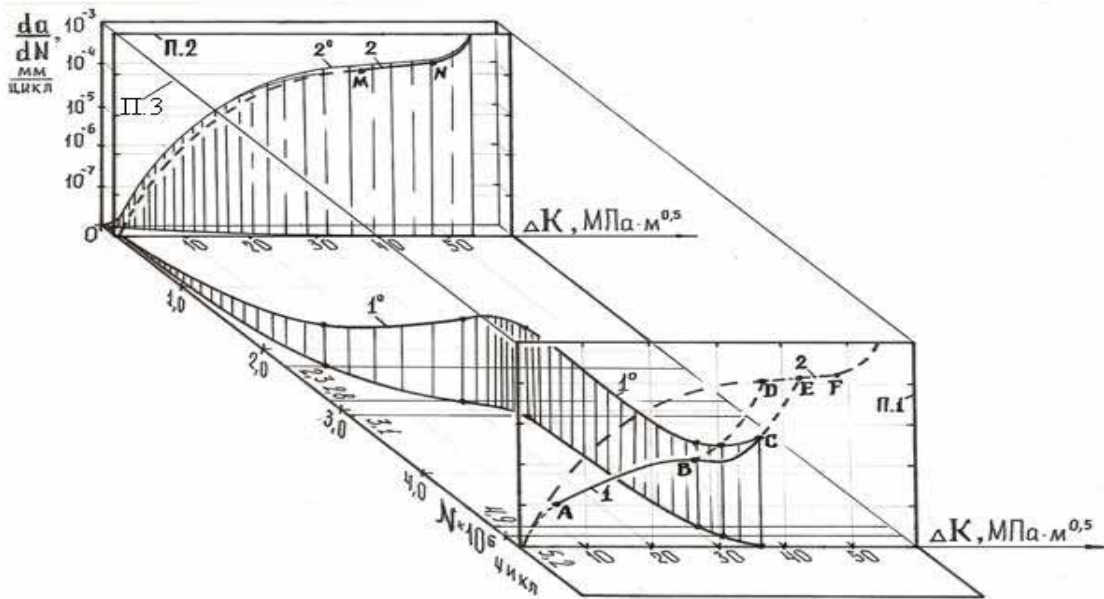


Рис. 4. Пространственная кинетическая диаграмма медленного роста усталостной трещины (КДМРУТ): 1⁰, 1 – КДМРУТ; 2⁰, 2 – КДРУТ

Анализируя переход серповидной усталостной трещины к полуэллиптической (рис. 5) на уровне скорости 10^{-6} мм/цикл, можно видеть замедление роста трещины на границе в окрестности точки В, а затем нарастание интенсивности роста полуэллиптической трещины. Очевидно, что условия роста серповидной трещины, минуя образование полуэллиптической, определяются амплитудой напряжений, превышающей предел выносливости детали. Следовательно, открываются возможности для дополнительного анализа пространственной КДМРУТ на различных уровнях амплитуд напряжений. Здесь следует обратить внимание на объем, ограниченный пространственной кривой и проекционными прямыми на горизонтальную ($\Delta K_I, N$) и вертикальную ($da/dN, N$) плоскости. При напряжениях, превышающих предел выносливости материала, интересующий нас объем будет формироваться путем увеличения скорости роста усталостной трещины. Причем кривая КДМРУТ будет быстро стремиться к кривой КДРУТ, с сохранением критической величины КИН K_{fc} , а при уменьшении амплитуды напряжений относительно предела выносливости данный объем будет формироваться малыми значениями скорости медленного роста трещины и большими значе-

ниями числа циклов, стремящихся к области сверхмногоциклового усталости (СМНЦУ).

Вопрос о равновеликости этих объемов остается открытым, т.к. при амплитудах напряжений меньше предела выносливости по разрушению изменяется механизм зарождения усталостной трещины, т.е. зарождение трещины переходит под поверхность и её рост осуществляется в направлениях к поверхности детали.

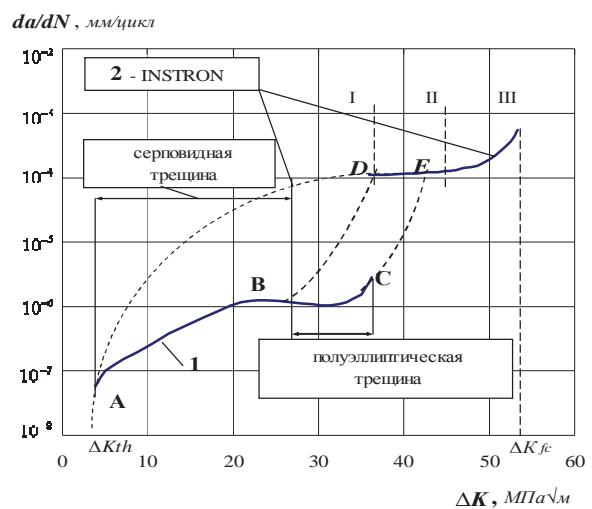


Рис. 5. Проекция пространственных КДМРУТ – 1 и КДРУТ – 2 на уровне плоскости П1, соответствующую $5,2 \cdot 10^6$ циклам нагружения

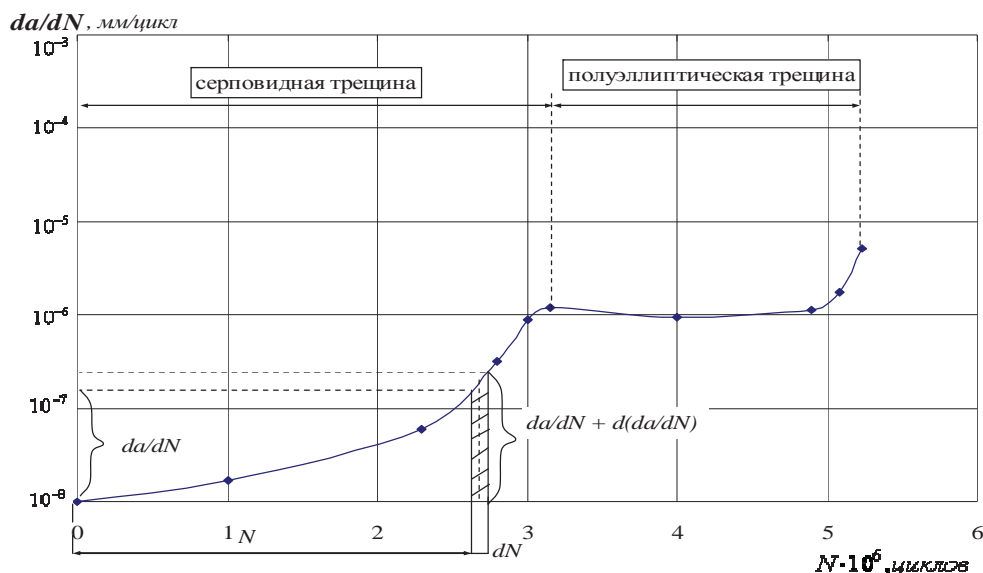


Рис.6. Диаграмма подрастания усталостной трещины

В то же время при уменьшении амплитуды напряжений до предела выносливости по трещинообразованию детали и ниже рассматриваемый объем будет отсутствовать, т.е. равен нулю.

Физический смысл данного объема трудно с чем-либо сопоставить, тем не менее он представляет собой произведение размерностей ΔK_I , da/dN , N . Однако, если рассмотреть один цикл нагружения, то получаем произведение размаха КИН на элементарную глубину трещины, т.е. $\Delta K_I \cdot da$. Это произведение можно сравнить с работой силы на определенном пути. Но не следует забывать, что КИН – это есть мера пропорциональности между местными напряжениями в окрестности устья трещины и номинальными напряжениями вдали от трещины на полу бесконечности. Если допустить, что КИН обладает свойствами самостоятельного физического параметра, как, например, эквивалент той же силе, то это приводит к возможности оценки работы КИН, совершаемой при подрастании трещины. Процесс суммирования таких работ по количеству циклов N определяет объем работы КИН. Данный объем работы КИН неразрывно связан с диссипативной энергией, приходящейся на формирование двух берегов усталостной трещины при её медленном росте, что связано со свойством материала сопротивляться циклическому нагружению. В свою очередь, это свойство материала описывается кинетическими диаграм-

мами усталостного разрушения, т.е. КДРУТ и КДМРУТ. Становится очевидным, что переход одной формы усталостной трещины к другой определяется не просто изменением концентрации напряжений в окрестности линии фронта, но ещё энергетическими свойствами металла и его структурой.

Если на плоскости проекций П1 (рис.5) рассмотреть площадь, ограниченную кривыми 1 и 2, то возникает вопрос: увеличение этой площади приводит к увеличению ресурса детали с повреждением в виде медленно растущей усталостной трещины или нет? Увеличение рассматриваемой площади означает увеличение участка со скоростью роста усталостной трещины, равной 10^{-7} мм/цикл. При такой скорости РУТ скорость диссипации энергии очень мала и возможность зарегистрировать расхождение берегов усталостной трещины при обычном техническом осмотре без специального оборудования маловероятно. В этом случае металлический материал в зоне развития трещины обладает минимальной пластичностью, т.е. трещина будет развиваться медленно, без возможности её обнаружения практически до критической величины КИН K_{Ic} , и затем произойдет мгновенное разрушение детали.

С другой стороны, уменьшение площади между кривыми 1 и 2 определяет переход к быстрорастущей усталостной трещине на скоростях более 10^{-6} мм/цикл. В этом случае

требуется уменьшать интервал между контролем детали на трещинообразование.

Таким образом, вышеизложенное свидетельствует о том, что наличие кинетических диаграмм медленного роста усталостной трещины для разных металлических материалов является очень важным фактором при разработке методик расчета остаточного ресурса деталей с медленнорастущей трещиной. Это послужит базой к переходу от проектирования по принципу безопасного ресурса (safe-life) к принципу безопасного повреждения деталей (damage tolerance).

Выводы

1. На основе макроструктурного анализа усталостного излома разработана методика расчета периода роста усталостной трещины. Это позволяет рассчитывать количество циклов до разрушения детали после обнаружения первичного дефекта в виде усталостной медленнорастущей трещины.

2. На основе расчета периода роста усталостной трещины построена пространственная кинетическая диаграмма медленного роста усталостной трещины (КДмРУТ) на примере стали 45 в координатах (ΔK_I , da/dN , N).

3. Проекция на плоскость (da/dN , N) в трехмерном объеме кривой медленного роста усталостной трещины позволяет численно оценить подрастание усталостной трещины на всех этапах роста серповидной и полуэллиптической трещин усталости.

4. Проекция на плоскость (ΔK_I , da/dN) в трехмерном объеме кривой медленного роста усталостной трещины позволяет сравнить расчетную КДмРУТ с классической КДРУТ, полученную после испытаний на установке INSTRON 8801. Установлено, что уменьшение площади, ограниченной кривыми КДмРУТ и КДРУТ, приводит к быстрому развитию трещин, а увеличение площади – к замедлению скорости роста усталостной трещины. При этом материал ведет себя как предельно минимально пластичный. Это открывает возможности для формирования основ перехода к новому принципу проекти-

рования – к проектированию по принципу безопасного повреждения деталей.

Библиографический список

1. Фридман, Я.Б. Строение и анализ изломов металлов [Текст] / Я.Б. Фридман, Т.А. Гордеева, А.М. Зайцев. – М.: Машиностроение, 1960. – С.128.

2. Мельников, Б.Е. Многомодельный анализ упругопластического деформирования материалов и конструкций [Текст] / Б.Е. Мельников, А.С. Семенов, С.Г. Семенов // Тр. ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. - 2010. - Вып. № 53(337). - С. 85-92.

3. Мельников, Б.Е. Многомодельный анализ упругопластического деформирования материалов и элементов конструкций [Текст] / Б.Е. Мельников, А.С. Семенов // Строительная механика и расчет сооружений. - 2007. - №6. - С. 63-67.

4. Мельников, Б.Е. Многомодельный анализ упругопластического деформирования материалов и элементов конструкций [Текст] / Б.Е. Мельников, А.С. Семёнов // Научно-технические ведомости СПб.: ГПУ. - 2007. - №1 (49). - С. 86-97.

5. Gallagher, J.P. The damage tolerant design hand-book / J.P. Gallagher // Metals and Ceramics information Centre, MCIC-NB-01R, 1984.

6. Кольцун, Ю.И. Методика расчета периода роста усталостной трещины и ее графическое обобщение [Текст] / Ю.И. Кольцун, Т.А. Хибник // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – 2009. – № 3. - Ч.2. – С.70-79.

7. Koltsova, Yu.I. An engineering method calculation of fatigue crack growth period / Yu. I. Koltsova, T.A. Khibnick, A.Yu. Koltsova // International Conference RELMAS' 2008. St. Petersburg, Russia, 17-20 June – 2008 – P.173-177. [In Russian].

8. Соппротивление материалов деформированию и разрушению: Справочник [Текст] / В.Т. Троценко, А.Я. Красовский, В.В. Покровский [и др.] – Киев: Наукова Думка, 1994. – Ч.2. – С.701.

KINETIC DIAGRAM OF SLOW FATIGUE CRACK GROWTH. CRACK GROWTH

©2011 T. A. Khibnick, Yu. I. Koltsoun

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

Based on macro structural analysis of a typical fatigue fracture of a cylindrical specimen of steel 45 with an annular semi-circular notch in bending the technique of constructing the kinetic diagram of slow growth of fatigue cracks in the light of the third coordinate - the number of cycles. Shows the quantification of growth up cracks in the projection plane: of quantity of cycles - the speed of the crack.

High-cycle fatigue, stress concentration, fracture, fatigue crack, analysis macro structural, stress intensity factor, speed growth period, diagram, synchronize contents stress crack.

Информация об авторах

Хибник Татьяна Алексеевна, ассистент кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел. (846) 267-46-10. E-mail: tanya_hib@mail.ru. Область научных интересов: механика разрушения, механика деформируемого твердого тела, динамика и прочность машин, мезомеханика, синергетика.

Кольцун Юрий Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел. (846) 267-45-27. E-mail: koltsoun_y.i@mail.ru. Область научных интересов: механика разрушения, механика деформируемого твердого тела, динамика и прочность машин, мезомеханика, синергетика.

Khibnik Tatiyana Alekseevna, the assistant of the department of the basis designing, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-46-10. E-mail: tanya_hib@mail.ru. Area of research: mechanics of the cracking, mechanics of a solid deformable body, mezo mechanics, synergetics.

Koltsoun Yuriy Ivanovich, doctor of the technical sciences, professor of the department of the strength materials, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area of research: mechanics of the cracking, mechanics of a solid deformable body, mezo mechanics, synergetics.

МЕТОДИКА ВЫВОДА КОНСТРУКЦИИ ПРЯМОТОЧНОГО ДЕТОНАЦИОННОГО ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ДВИГАТЕЛЯ В ЛИДЕРЫ

©2011 В. В. Сафронов, В. А. Поршнева, А. С. Жебраков

ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов

Рассматривается постановка гипервекторной задачи вывода конструкции прямооточного детонационного пульсирующего двигателя в число лидеров. В общем случае она сводится к многокритериальной задаче дискретного программирования. Предлагается метод ее решения. Приведен численный пример.

Прямоточный детонационный пульсирующий двигатель, критерии, гипервекторное ранжирование, вывод в лидеры.

Введение

Энергосиловая установка (ЭСУ) – важная подсистема любого подвижного объекта, в том числе летательного аппарата (ЛА). На ЛА применяются различные варианты энергосиловых установок: ВРД (воздушно-реактивные двигатели), ПВРД (прямоточные воздушно-реактивные двигатели), СПВРД (сверхзвуковые прямоточные воздушно-реактивные двигатели), ГПВРД (гиперзвуковые прямоточные воздушно-реактивные двигатели), ЖРД (жидкостные ракетные двигатели), РДТТ (ракетные двигатели твердого топлива), РПДж (жидкостные ракетно-прямоточные двигатели), РПДт (ракетно-прямоточные двигатели твердого топлива) и детонационные двигатели, в том числе прямоточные детонационные пульсирующие двигатели (ПДПД) [1–4, 8].

Прямоточный детонационный пульсирующий двигатель является эффективным для целого ряда ЛА [1]. В табл. 1 приведены возможные варианты конструктивного исполнения ПДПД.

Таблица 1. Конструктивные исполнения ПДПД

Обозначение	Конструктивное исполнение ПДПД
<i>PDPD 1</i>	ПДПД с кольцевой детонационной камерой (ДК)
<i>PDPD 2</i>	ПДПД с газогенератором (ГГ) предварительного сжигания смеси
<i>PDPD 3</i>	ПДПД с цилиндрической ДК, диффузором и эжекторным насадком
<i>PDPD 4</i>	ПДПД с системой инициирования на основе генератора Гартмана

Характеристики ПДПД во многом определяют эффективность функционирования ЛА. Поэтому актуальной является задача выбора эффективного варианта конструкции ПДПД, которая сводится к задаче многовекторного или гипервекторного ранжирования [7].

В результате ее решения строится кортеж (подкортеж) Парето, элементы которого располагаются в порядке убывания приоритета по совокупности критериев. Часто нахождение такого кортежа и является конечной целью. Кортеж Парето позволяет: оценить место своей конструкции ПДПД среди других конструкций по совокупности критериев; выяснить, по каким критериям наша конструкция ПДПД уступает конструкциям-лидерам.

Вместе с тем, актуальной является общая задача: как оптимально, с точки зрения выделяемых ресурсов, осуществить перевод своей конструкции ПДПД в число лидеров, если свойства ПДПД характеризуются множеством многовекторных компонент? В настоящей статье рассматривается задача гипервекторного перевода конструкции в число лидеров.

Постановка и метод решения задачи гипервекторного перевода конструкции ПДПД в лидеры

Введём необходимые в дальнейшем обозначения:

$$S = \{S_\alpha, \alpha = \overline{1, n}\} - \text{множество вариантов конструкции ПДПД (вариантов, систем);}$$

$S_D \subseteq S$ – множество допустимых вариантов, для которых, в зависимости от специфики стендов, должны выполняться некото-

рые дисциплинирующие условия: неравенства, равенства, логические условия и т. п.;

$K_{\varepsilon j i}(S_{\alpha})$ – i -й скалярный критерий j -й векторной компоненты, которая входит в многовекторную компоненту с номером ε , ($\varepsilon = \overline{1, E}$, $j = \overline{1, r_{\varepsilon}}$, $i = \overline{1, r_{\varepsilon j}}$). Здесь E – число многовекторных компонент; r_{ε} – число векторных компонент в многовекторной компоненте с номером ε ; $r_{\varepsilon j}$ – число скалярных критериев в j -й векторной компоненте, которая, в свою очередь, входит в многовекторную компоненту с номером ε .

$$K_{\varepsilon j}(S_{\alpha}) = \{K_{\varepsilon j i}(S_{\alpha}), i = \overline{1, r_{\varepsilon j}}\},$$

$$K_{\varepsilon}(S_{\alpha}) = \{K_{\varepsilon j}(S_{\alpha}), j = \overline{1, r_{\varepsilon}}\},$$

$K(S_{\alpha}) = \{K_{\varepsilon}(S_{\alpha}), \varepsilon = \overline{1, E}\}$ – соответственно множество скалярных, векторных и многовекторных компонент, характеризующих стэнд $S_{\alpha} \in S_D$;

$$A = \{a_{\varepsilon}, \varepsilon = \overline{1, E}\}, A_{\varepsilon} = \{a_{\varepsilon j}, j = \overline{1, r_{\varepsilon}}\},$$

$A_{\varepsilon j} = \{a_{\varepsilon j i}, i = \overline{1, r_{\varepsilon j}}\}$ – соответственно множество коэффициентов важности многовекторных, векторных и скалярных компонент, причем $\sum_{\varepsilon=1}^E a_{\varepsilon} = 1$;

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

$$P = \{S_{k_1}^0, S_{k_2}^0, \dots, S_{k_{n^{\pi}}}^0\} \text{ – упорядоченное}$$

множество эффективных систем (кортеж Парето), $P \subseteq S_D$; элементы кортежа ранжированы в соответствии с решающими правилами так, что выполняется условие $S_{k_1}^0 \text{ f } S_{k_2}^0 \text{ f } \dots \text{ f } S_{k_i}^0 \text{ f } \dots \text{ f } S_{k_{n^{\pi}}}^0$, где «f» – знак отношения доминирования, $k_i \in \{1, 2, \dots, n\}$.

Длина кортежа равна n^{π} .

Допустим, известны множества $A, A_{\varepsilon}, A_{\varepsilon j}, S, K_{\varepsilon j}(S_{\alpha})$, ($\alpha = \overline{1, n}$; $\varepsilon = \overline{1, E}$; $j = \overline{1, r_{\varepsilon}}$), решающие правила. Требуется найти кортеж Парето P , для элементов которого справедливо

$$K(S_{k_i}^0) = \min_{S_{\alpha} \in S_D} K(S_{\alpha}), S_{k_i}^0 \in P. \quad (1)$$

Методика решения задачи гипервекторного ранжирования

1. Провести анализ исходной информации, формирование критериев оценок вариантов конструкции ПДПД, определить коэффициенты важности критериев.
2. Провести ранжирование вариантов конструкции ПДПД по множеству скалярных компонент каждой векторной компоненты.
3. Определить псевдозначения векторных компонент.
4. Провести ранжирование вариантов по множеству векторных компонент (построить частные кортежи Парето).
5. Определить псевдозначения многовекторных компонент.
6. Построить кортеж Парето.
7. Провести анализ результатов решения.
8. В случае необходимости уточнить исходные данные. Перейти к шагу 2. В противоположном случае перейти к шагу 9.
9. Конец решения.

В результате решения задачи (1) в соответствии с методом, изложенным в [6], будет построен кортеж Парето, определено место системы S_{λ} ($\lambda \in \{1, n\}$), которую необходимо будет переводить в лидеры, среди других систем. Допустим, система $S_{\lambda} \in S_D$ не вошла в множество систем-лидеров P_L ($P_L \subset P$), т.е. $S_{\lambda} \notin P_L$.

Рассмотрим постановку задачи о переводе системы S_{λ} в лидеры с минимальными затратами, когда возможное число выделяемых ресурсов равно m .

Задача решается в три этапа [7]. На **первом** этапе необходимо, с учётом значений элементов множества $B = \{b_{\gamma}, \gamma = \overline{1, m}\}$, где

$$b_{\gamma} \text{ – коэффициент важности } \gamma\text{-го ресурса}$$

$$\left(\sum_{\gamma=1}^m b_{\gamma} = 1\right), \text{ для каждой подсистемы}$$

$S_{\lambda \varepsilon} \in S_{\lambda}$ построить η_{ε} ($\varepsilon = \overline{1, E}$) частных кортежей $X_{\varepsilon j p}$ Парето, т.е. решить η_{ε} задач:

найти

$$Q(X_{\varepsilon j p}^l) = \min_{x_{\varepsilon j i}^l} \sum_{i=1}^{\eta_{\varepsilon j}} q_{\varepsilon j i} x_{\varepsilon j i}^l, \gamma = \overline{1, m} \quad (2)$$

при выполнении условий:

$$\sum_{i=1}^{\eta_j} a_{ej} k_{ej} x_{ej}^l \rangle A_{ej}^{01}, x_{ej}^l \in \{0;1\}, k_{ej} \in \{1;2\}, \quad (3)$$

где A_{ej}^{01} – константа ограничения, $j = \overline{1, \eta_\varepsilon}$.
Её значение определяется ниже. Число элементов N_{ejD} множества X_{ejD} удовлетворяет условию: $N_{ejD} \leq N_{ej}$.

Значения k_{ej} становятся известными после сравнения скалярных критериев j -й векторной компоненты подсистем $S_{\lambda\varepsilon} \in S_{k_1}^0$ и $S_{k_1\varepsilon}^0 \in S_{k_1}^0$, где $S_{k_1}^0 = \{S_{k_1\varepsilon}^0, \varepsilon = \overline{1, E}\}$ – множество подсистем системы-лидера.

После нахождения η_{ej} частных кортежей Парето X_{ejp} ($j = \overline{1, \eta_\varepsilon}$) для каждой подсистемы $S_{\lambda\varepsilon}$, в каждом из них выбираем первый элемент $X_{ejp}^l = \{x_{ejp}^l, j = \overline{1, \eta_\varepsilon}\}, \varepsilon = \overline{1, \eta}$. Эти элементы определяют, какие из скалярных критериев каждой j -й векторной компоненты следует улучшить, а также значение ресурса

$$q_{ej\gamma} = \sum_{i=1}^{\eta_{ej}} q_{ej\gamma} x_{ej}^l, \gamma = \overline{1, m}. \quad (4)$$

В (2)–(4) приняты следующие обозначения, справедливые для скалярных критериев j -й ($j = \overline{1, \eta_\varepsilon}$) векторной компоненты подсистемы $S_{\lambda\varepsilon}$:

1) $X_{ej} = \{X_{ej}^l, l = \overline{1, N_{ej}}\}$ – множество решений-векторов $X_{ej}^l = \{x_{ej}^l, i = \overline{1, \eta_{ej}}\}$; $x_{ej}^l = 1$, если i -й скалярный критерий j -й векторной компоненты, характеризующей подсистему $S_{\lambda\varepsilon}$, будет улучшаться по сравнению с i -м скалярным критерием j -й векторной компоненты подсистемы $S_{k_1\varepsilon}^0$; $x_{ej}^l = 0$ – в противоположном случае; N_{ej} – число решений; η_{ej} – число значений критериев $K_{ej}(S_{\lambda\varepsilon})$, которые хуже (больше) соответствующих значений критериев $K_{ej}(S_{k_1\varepsilon}^0)$ подсистемы системы-лидера $S_{k_1}^0$ или равны им. Считаем, без потери общности, что такими являются первые η_{ej} критериев;

2) $k_{ej} = 1$, если выполнялось условие до перехода в лидеры $K_{ej}(S_{\lambda\varepsilon}) = K_{ej}(S_{k_1\varepsilon}^0)$, а стало справедливо неравенство (после перехода в лидеры) $K_{ej}(S_{\lambda\varepsilon}) < K_{ej}(S_{k_1\varepsilon}^0)$; или если выполнялось неравенство $K_{ej}(S_{\lambda\varepsilon}) > K_{ej}(S_{k_1\varepsilon}^0)$, а стало выполняться равенство $K_{ej}(S_{\lambda\varepsilon}) = K_{ej}(S_{k_1\varepsilon}^0)$;

$k_{ej} = 2$, если выполнялось неравенство $K_{ej}(S_{\lambda\varepsilon}) > K_{ej}(S_{k_1\varepsilon}^0)$, а стало справедливо неравенство $K_{ej}(S_{\lambda\varepsilon}) < K_{ej}(S_{k_1\varepsilon}^0)$;

3) $X_{ejD} \subset X_{ej}$ – множество допустимых векторов, для элементов которого выполняется условие (3);

$$4) X_{ejp} = \left\{ \begin{array}{l} X_{ejp}^l : l = (l_1, l_2, \dots, l_i, \dots, l_{k_{ej}}), \\ l_i \in (\overline{1, N_{ejD}}), l_{k_{ej}} \leq N_{ejD} \end{array} \right\}$$

– упорядоченное множество эффективных решений – частный кортеж Парето, $X_{ejp} \subseteq X_{ejD}$, где X_{ejp} – вектор, который входит в множество эффективных решений, $j = \overline{1, \eta_\varepsilon}$;

$$5) Q(X_{ej}^l) = \left\{ Q_{ej\gamma} : Q_{ej\gamma} = \sum_{i=1}^{\eta_{ej}} q_{ej\gamma} x_{ej}^l, \gamma = \overline{1, m} \right\}$$

– множество значений ресурсов, соответствующих вектору X_{ej}^l , где $q_{ej\gamma}$ – значение γ -го ресурса, расходуемого на улучшение i -го скалярного критерия j -й векторной компоненты подсистемы $S_{\lambda\varepsilon}$, $j = \overline{1, \eta_\varepsilon}$.

На **втором** этапе решается задача: найти

$$Q(X_{ejp}^l) = \min_{x_{ej}^l} \sum_{j=1}^{\eta_\varepsilon} q_{ej\gamma} x_{ej}^l, \gamma = \overline{1, m} \quad (5)$$

при выполнении условий:

$$\sum_{j=1}^{\eta_\varepsilon} a_{ej} k_{ej} x_{ej}^l \rangle A_{ej}^{02}, x_{ej}^l \in \{0;1\}, k_{ej} \in \{1;2\}, \quad (6)$$

где A_{ej}^{02} – константа ограничения. Её значение определяется ниже. Число элементов N_{eD} множества X_{eD} удовлетворяет условию: $N_{eD} \leq N_\varepsilon$. Значения k_{ej} становятся известными после сравнения векторных компонент подсистем $S_{\lambda\varepsilon}$ и $S_{k_1\varepsilon}^0$.

После нахождения η_ε частных кортежей Парето $X_{\varepsilon p}$ для каждой подсистемы $S_{\lambda\varepsilon}$ в каждом из них выбираем первый элемент $X_{\varepsilon p}^l = \{x_{\varepsilon p}^l, j = \overline{1, \eta_\varepsilon}\}$, $\varepsilon = \overline{1, \eta}$. Эти элементы определяют, какие из векторных компонент подсистемы $S_{\lambda\varepsilon}$ следует улучшить, а также значение ресурса

$$q_{\varepsilon\gamma} = \sum_{j=1}^{\eta_\varepsilon} q_{\varepsilon j\gamma} x_{\varepsilon j}^l, \gamma = \overline{1, m}. \quad (7)$$

В (5)–(7) приняты обозначения, справедливые для j -й ($j = \overline{1, \eta_\varepsilon}$) векторной компоненты, характеризующей подсистему $S_{\lambda\varepsilon}$:

1) $X_\varepsilon = \{X_\varepsilon^l, l = \overline{1, N_\varepsilon}\}$ – множество решений-векторов, где вектор $X_\varepsilon^l = \{x_{\varepsilon j}^l, j = \overline{1, \eta_\varepsilon}\}$; $x_{\varepsilon j}^l = 1$, если j -я векторная компонента подсистемы $S_{\lambda\varepsilon}$ будет улучшаться по сравнению с j -й векторной компонентой подсистемы $S_{k_1\varepsilon}^0$; $x_{\varepsilon j}^l = 0$ – в противоположном случае;

N_ε – число решений; η_ε – число значений векторных компонент $K_{\varepsilon j}(S_{\lambda\varepsilon})$ подсистемы $S_{\lambda\varepsilon}$, которые хуже (больше) соответствующих значений векторных компонент $K_{\varepsilon j}(S_{k_1\varepsilon}^0)$ подсистемы $S_{k_1\varepsilon}^0$ или равны им. Считаем без потери общности, что такими являются первые η_ε векторных компонент;

2) $k_{\varepsilon j} = 1$, если выполнилось условие (до перевода S_λ в лидеры) $K_{\varepsilon j}(S_{\lambda\varepsilon}) = K_{\varepsilon j}(S_{k_1\varepsilon}^0)$, а стало выполняться неравенство $K_{\varepsilon j}(S_{\lambda\varepsilon}) < K_{\varepsilon j}(S_{k_1\varepsilon}^0)$; или если выполнялось неравенство $K_{\varepsilon j}(S_{\lambda\varepsilon}) > K_{\varepsilon j}(S_{k_1\varepsilon}^0)$, а стало выполняться равенство $K_{\varepsilon j}(S_{\lambda\varepsilon}) = K_{\varepsilon j}(S_{k_1\varepsilon}^0)$;

$k_{\varepsilon j} = 2$, если выполнялось неравенство $K_{\varepsilon j}(S_{\lambda\varepsilon}) > K_{\varepsilon j}(S_{k_1\varepsilon}^0)$, а стало выполняться неравенство $K_{\varepsilon j}(S_{\lambda\varepsilon}) < K_{\varepsilon j}(S_{k_1\varepsilon}^0)$;

3) $X_{\varepsilon D} \subset X_\varepsilon$ – множество допустимых векторов, для элементов которого выполняется условие (6);

4) $X_{\varepsilon p} = \{X_{\varepsilon p}^l : l = (l_1, l_2, \dots, l_i, \dots, l_{k_\varepsilon}), l_i \in (\overline{1, N_{\varepsilon D}}), l_{k_\varepsilon} \leq N_{\varepsilon D}\}$ – упорядоченное множество эффективных решений – частный кортеж Парето, $X_{\varepsilon p} \subseteq X_{\varepsilon D}$, где $X_{\varepsilon p}^l$ – вектор, который входит в множество эффективных решений. Число элементов кортежа $|X_{\varepsilon p}| = N_{\varepsilon p} \leq N_{\varepsilon D}$;

5) $Q(X_\varepsilon^l) = \{Q_{\varepsilon\gamma}^l : Q_{\varepsilon\gamma}^l = \sum_{j=1}^{\eta_\varepsilon} q_{\varepsilon j\gamma} x_{\varepsilon j}^l, \gamma = \overline{1, m}\}$ – множество значений ресурсов, соответствующих вектору X_ε^l , где $q_{\varepsilon j\gamma}$ – значение γ -го ($\gamma = \overline{1, m}$) ресурса, расходуемого на улучшение j -ой векторной компоненты ($j = \overline{1, \eta_\varepsilon}$).

На *третьем* этапе решается задача: найти

$$Q(X_{\varepsilon p}^l) = \min_{x_{\varepsilon j}^l} \sum_{\varepsilon=1}^{\eta} q_{\varepsilon\gamma} x_{\varepsilon}^l, \gamma = \overline{1, m} \quad (8)$$

при выполнении условий

$$\sum_{\varepsilon=1}^{\eta} a_\varepsilon k_\varepsilon x_\varepsilon^l \leq A_\varepsilon^{01}, x_\varepsilon^l \in \{0; 1\}, k_\varepsilon \in \{1; 2\}, \quad (9)$$

где A_ε^{01} – константа ограничения. Ее значение определяется ниже. Число элементов N_D множества X_D удовлетворяет условию: $N_D \leq N$. Значения k_ε становятся известными после сравнения многовекторных компонент систем S_λ и $S_{k_1}^0$.

В результате будет построен кортеж Парето $X_p = \{X_p^l : l = (l_1, l_2, \dots, l_i, \dots, l_k), l_k \leq N_D\}$. Элементы кортежа и определяют, какие из многовекторных компонент системы S_λ следует улучшить или сделать равными по сравнению с соответствующими многовекторными компонентами системы-лидера $S_{k_1}^0$. Лицо, принимающее решение, должно сделать окончательный выбор в пользу того или иного варианта. Как правило, им является первый элемент кортежа $X_p^l = \{x_\varepsilon^l, \varepsilon = \overline{1, \eta}\}$.

В (8), (9) приняты обозначения:

1) $X = \{X^l, l = \overline{1, N}\}$ – множество решений-векторов, где вектор $X^l = \{x_\varepsilon^l, \varepsilon = \overline{1, \eta}\}$;

$x_\varepsilon^l = 1$, если многовекторная компонента ε системы S_λ будет улучшаться по сравнению с многовекторной компонентой ε системы-лидера S_{k_1} ; $x_\varepsilon^l = 0$ – в противоположном случае;

N – число решений; η – число значений многовекторных компонент $K_\varepsilon(S_\lambda)$, которые хуже (больше) соответствующих значений многовекторных компонент $K_\varepsilon(S_{k_1})$ системы лидера $S_{k_1}^0$ или равны им. Считаем без потери общности, что такими являются первые η многовекторных компонент;

2) $k_\varepsilon = 1$, если выполнилось условие (до перевода S_λ в лидеры) $K_\varepsilon(S_\lambda) = K_\varepsilon(S_{k_1}^0)$, а стало выполняться неравенство $K_\varepsilon(S_\lambda) < K_\varepsilon(S_{k_1}^0)$, или если выполнялось неравенство $K_\varepsilon(S_\lambda) > K_\varepsilon(S_{k_1}^0)$, а стало выполняться равенство $K_\varepsilon(S_\lambda) = K_\varepsilon(S_{k_1}^0)$;

$k_\varepsilon = 2$, если выполнялось неравенство $K_\varepsilon(S_\lambda) > K_\varepsilon(S_{k_1}^0)$, а стало выполняться неравенство $K_\varepsilon(S_\lambda) < K_\varepsilon(S_{k_1}^0)$;

3) $X_D \subset X$ – множество допустимых векторов, для элементов которого выполняется условие (9);

4) $X_p = \{X_p^l : l = (l_1, l_2, \dots, l_i, \dots, l_k), l_k \leq N_D\}$ – упорядоченное множество эффективных решений – кортеж Парето, $X_p \subseteq X_D$, где X_p^l – вектор, который входит в множество эффективных решений. Число элементов кортежа $|X_p| = N_p \leq N_D$;

5) $Q(X^l) = \left\{ Q_\gamma^l : Q_\gamma^l = \sum_{\varepsilon=1}^n q_{\varepsilon\gamma} x_\varepsilon^l, \gamma = \overline{1, m} \right\}$ – множество значений ресурсов, соответствующих вектору X^l , где $q_{\varepsilon\gamma}$ – значение γ -го ($\gamma = \overline{1, m}$) ресурса, расходуемого на улучшение многовекторной компоненты ε ($\varepsilon = \overline{1, E}$).

Константы ограничений $A_\varepsilon^{01}, A_{\varepsilon j}^{02}, A_{\varepsilon j i}^{03}$ определим из выражений [6]:

$$A_{\varepsilon j i}^{01} = \sum_{i \in N_{\lambda k_1 \varepsilon}^-} a_{\varepsilon j i} - \sum_{i \in N_{\lambda k_1 \varepsilon}^+} a_{\varepsilon j i}, j = \overline{1, r_\varepsilon}, \varepsilon = \overline{1, E}; \quad (10)$$

$$A_{\varepsilon j}^{02} = \sum_{j \in M_{\lambda k_1 \varepsilon}^-} a_{\varepsilon j} - \sum_{j \in M_{\lambda k_1 \varepsilon}^+} a_{\varepsilon j}, \varepsilon = \overline{1, E}; \quad (11)$$

$$A_\varepsilon^{03} = \sum_{\varepsilon \in L_{\lambda k_1}^-} a_\varepsilon - \sum_{\varepsilon \in L_{\lambda k_1}^+} a_\varepsilon, \quad (12)$$

где $N_{\varepsilon j \lambda k_1}^+, N_{\varepsilon j \lambda k_1}^-$ – соответственно подмножество номеров лучших и худших скалярных критериев j -й векторной компоненты при сравнении подсистем $S_{\lambda \varepsilon}$ и $S_{k_1 \varepsilon}^0$, $j = \overline{1, r_\varepsilon}$, $\varepsilon = \overline{1, E}$;

$M_{\lambda k_1 \varepsilon}^+, M_{\lambda k_1 \varepsilon}^-$ – соответственно подмножество номеров лучших и худших векторных компонент при сравнении подсистем $S_{\lambda \varepsilon}$ и $S_{k_1 \varepsilon}^0$, $\varepsilon = \overline{1, E}$;

$L_{\lambda k_1}^+, L_{\lambda k_1}^-$ – соответственно подмножество номеров лучших и худших многовекторных компонент при сравнении систем S_λ и $S_{k_1}^0$.

Метод решения

Задачи (2), (3); (5), (6); (9), (10) относятся к области многокритериальных задач дискретного программирования. Для их решения можно использовать обобщенный метод ветвей и границ [6]. Рассмотрим общую схему алгоритма решения задачи гипервекторного перевода в лидеры.

1. Провести анализ исходной информации, сформировать критерии оценки систем, определить коэффициенты важности многовекторных, векторных компонент и скалярных критериев.

2. Решить задачу гипервекторного ранжирования.

3. Оценить место своей системы S_λ .

Если она попала в число лидеров, т.е. $S_\lambda \in P_L$ и занимаемое системой место нас устраивает, перейти к шагу 10.

4. Определить многовекторные компоненты, по которым система S_λ уступает системе - лидеру $S_{k_1}^0$, значения k_ε, η . Уточнить имеющиеся в распоряжении ресурсы, вычислить константу ограничения A_ε^{03} .

5. Определить векторные компоненты и скалярные критерии, по которым подсистемы $S_{\lambda \varepsilon}$ уступают соответствующим под-

системам $S_{k_{i\varepsilon}}^0$, ($\varepsilon = \overline{1, E}, j = \overline{1, r_\varepsilon}, i = \overline{1, r_{\varepsilon j}}$), значения $k_{\varepsilon j}, k_{\varepsilon ji}, \eta_\varepsilon, \eta_{\varepsilon j}$. Вычислить константы ограничений $A_{\varepsilon j}^{02}, A_{\varepsilon ji}^{01}$.

6. Решить задачу первого этапа – построить частные кортежи Парето с использованием обобщённого метода ветвей и границ. Оценить, какие скалярные критерии векторных компонент подсистем $S_{\lambda\varepsilon}$ следует улучшать, чтобы с минимальными затратами выйти в лидеры. Выбрать для дальнейшего анализа первые элементы частных кортежей Парето. Найти значения ресурса $q_{\varepsilon j \gamma}, \varepsilon = \overline{1, E}, j = \overline{1, r_\varepsilon}, \gamma = \overline{1, m}$.

7. Решить, с использованием обобщённого метода ветвей и границ, задачу второго этапа, построить частные кортежи Парето. Оценить, какие из векторных компонент подсистем $S_{\lambda\varepsilon}$ следует улучшать, чтобы с минимально возможными затратами выйти в лидеры. Выбрать для дальнейшего анализа первые элементы частных кортежей Парето. Найти значения ресурса $q_{\varepsilon \gamma}, \varepsilon = \overline{1, E}, \gamma = \overline{1, m}$.

8. Решить, с использованием обобщённого метода ветвей и границ, задачу третьего этапа, построить кортеж Парето. Оценить,

какие из многовекторных компонент системы S_λ следует улучшать, чтобы с минимально возможными затратами выйти в лидеры. Выбрать для реализации первый элемент кортежа Парето.

9. С учетом полученных результатов вновь решить задачу гипервекторного ранжирования. Если принятые решения по оптимальному переводу в лидеры оказались верными, перейти к шагу 10. В противном случае провести анализ результатов, исходной информации, устранить возможные ошибки, вернуться к шагу 4.

10. Конец решения.

Численный пример

Анализировались четыре конструкции ПДПД (см. табл. 1). Система критериев, характеризующая особенности конструкции ПДПД, представлена в табл. 2.

Необходимо: провести гипервекторное ранжирование конструкции ПДПД и в случае необходимости осуществить вывод конструкции *PDPD 3* в лидеры.

Значения критериев различных ПДПД (*PDPD 1... PDPD 4*) приведены в табл. 3.

Таблица 2. Критерии оценки ПДПД

Векторные компоненты	Наименование скалярного критерия	Обозначение	Качественное значение и ранг или диапазон изменения (отн. ед.)
1	2	3	4
Тактическая m_1	Время выхода на режим (задано интервалами значений)	m_{11}	1...3000
	Частота пульсаций (задана интервалами значений)	m_{12}	1 ... 20000
	Возможность управления модулем тяги	m_{13}	Плавное управление – 3 Ступенчатое управление – 2 Невозможно – 1
	Масса силового блока ПДД (без топливного отсека) (задана интервалами значений)	m_{14}	1...6,25
Эксплуатационная m_2	Агрегатное состояние горючего при хранении	m_{21}	Твердое, гель, нанопорошок – 3 Керосин и др. жидкости – 2 Газ – 1
	Наличие специальной системы инициирования	m_{22}	Постоянно действующая – 1 Однократного включения при запуске – 2 Не имеется – 3
	Назначенный ресурс	m_{23}	1
	Назначенный срок службы	m_{24}	1

Окончание таблицы 2

1	2	3	4
Технологическая m_3	Степень сложности и технологичности конструкции	m_{31}	Очень сложная -1 Сложная -2 Простая -3
	Наличие дополнительного окислительного компонента (O ₂) на борту	m_{32}	Имеется -1 Не имеется -2
Экономическая m_4	Стоимость разработки	m_{41}	Высокая -1 Средняя -2 Низкая -3
	Стоимость изготовления	m_{42}	Высокая -1 Средняя -2 Низкая -3
	Стоимость эксплуатации	m_{43}	Высокая -1 Средняя -2 Низкая -3

Таблица 3. Относительные значения и ранги критериев

<i>Критерии и конструкция ПДД</i>				
1	2	3	4	5
Скалярные критерии	<i>PDD 1</i>	<i>PDD 2</i>	<i>PDD 3</i>	<i>PDD 4</i>
m_{11}	1–100	500–1000	1–100	300–500
m_{12}	6000–8000	18000–20000	1–100	700–800
m_{13}	2	2	3	1
m_{14}	1–1,25	5,62–6,25	5,62–6,25	3,125–3,75
m_{21}	2	2	1	2
m_{22}	2	2	1	1
m_{23}	1	1	1	1
m_{24}	1	1	1	1
m_{31}	2	2	3	2
m_{32}	1	2	2	1
m_{41}	2	2	3	2
m_{42}	2	2	3	2
m_{43}	2	2	3	2

Решение. 1. Найдем коэффициенты важности критериев.

Для определения коэффициентов важности критериев будем использовать модифицированный метод анализа иерархий (МАИ) [5]. При формировании матрицы парных сравнений применяют шкалу пред-

почтений, предложенную Т. Саати [6]. Исходная информация, полученная от экспертов при различных сочетаниях критериев, представлена в табл. 4, а результаты решения – в табл. 5.

Таблица 4. Степени важности критериев

m_1	m_2	m_3	m_4	m_{11}	m_{12}	m_{13}	m_{14}	m_{21}	m_{22}	m_{23}	m_{24}	m_{31}	m_{32}	m_{41}	m_{42}	m_{43}
1	3	3	1	1	5	3	5	1	3	1	1	1	3	1	1/3	1/3

Таблица 5. Коэффициенты важности критериев

j	b_j	b_{1j}	b_{2j}	b_{3j}	b_{4j}
1	0,375	0,5769	0,30	0,75	0,1429
2	0,125	0,1154	0,10	0,25	0,4286
3	0,125	0,1923	0,30		0,4286
4	0,375	0,1154	0,30		

2. Решим задачу гипервекторного ранжирования.

В результате решения задачи гипервекторного ранжирования получим следующий кортеж Парето $P = \langle S_1, S_3 \rangle$. Второй и четвертый варианты при данной системе приоритетов оказались неэффективными. Так как вариант конструкции PDPD 3 оказался не на первом месте, то решение продолжаем.

3. Решим задачу вывода PDPD 3 на первое место. Последовательно решаем задачи (2), (3);(5),(6);(8),(9). Получим: для вывода варианта конструкции PDPD 3 на первое место необходимо увеличить значение частоты пульсации.

Это объясняется следующим. Приведем математические зависимости для определения основных тяговых характеристик ПДПД ($P_u, I_1, I_{y\partial}, c_{y\partial z}, m_{\partial e y}, P_f, C_p$) и силы лобового сопротивления R_x [2]:

$$P_u = I_1 \cdot f, \quad (13)$$

где P_u – интегральное значение тяги ПДПД, f – частота следования детонационных импульсов, I_1 – импульс единичного детонационного процесса:

$$I_1 = F_{mid} \int p(t) dt, \quad (14)$$

где F_{mid} – площадь миделевого сечения ПДПД, $\int p(t) dt$ – импульс давления на тяговую стенку ПДПД за время действия единичного детонационного импульса.

$I_{y\partial} = P_u / m_{\Sigma}^{\cdot}$, где $I_{y\partial}$ – удельный импульс тяги, m_{Σ}^{\cdot} – суммарный секундный расход топлива.

$c_{y\partial z} = m_{\Sigma}^{\cdot} / P_u$, где $c_{y\partial z}$ – удельный расход горючего, m_{Σ}^{\cdot} – секундный расход горючего.

$m_{\partial e y} = m_{\partial e}^{\cdot} / P_u$, где $m_{\partial e y}$ – удельная масса ПДПД, $m_{\partial e}^{\cdot}$ – масса ПДПД.

$P_f = P_u / F_{mid}$, где P_f – лобовая тяга.

$C_p = 2P_u / (F_{mid} \cdot \rho \cdot V_I^2)$, где C_p – коэффициент тяги, ρ – плотность воздуха, V_I – скорость набегающего потока.

$R_x = c_x \cdot F_{mid} \cdot \rho \cdot V_I^2 / 2$, где $c_x = f(M, \text{геометрические характеристики обтекаемого профиля})$ – коэффициент лобового сопротивления.

Из выражений (13) и (14) видно, что при постоянном значении тяги ($P_u = const$) увеличение частоты f приводит к уменьшению значения импульса единичного детонационного процесса I_1 посредством уменьшения площади миделевого сечения F_{mid} . Уменьшение F_{mid} , в свою очередь, приводит к уменьшению габаритов ПДПД, соответственно его массы $m_{\partial e}$ и удельной массы $m_{\partial e y}$. Кроме того, уменьшение F_{mid} приводит к увеличению коэффициента тяги C_p и уменьшению силы лобового сопротивления R_x . Таким образом, изменение частоты следования детонационных импульсов влияет существенным образом на улучшение других характеристик.

Заключение

Рассмотрена важная в прикладном плане гипервекторная задача вывода конструкции ПДПД в число лидеров. Подобная задача возникает как естественное стремление занять ведущее положение (лучшая фирма, лучшее предприятие, лучший регион, лучший проект и т.п.). Она представляет собой логическое продолжение задачи ранжирования.

Решение задачи ранжирования позволяет: расположить системы в порядке убывания приоритета; определить систему лидера; оценить положение своей системы относительно лидера. В ходе решения задачи ранжирования проводится анализ систем.

Задача вывода своей системы в число лидеров есть задача синтеза. В результате её

решения определяют оптимальное сочетание скалярных критериев, векторных и много-векторных компонент, которые должна иметь система, чтобы выйти в лидеры.

Для целочисленных моделей задача вывода системы в число лидеров сводится к многокритериальной задаче дискретного программирования. Её решение может быть осуществлено обобщённым методом ветвей и границ.

На наш взгляд, рассматриваемая задача актуальна для технических и экономических систем.

Библиографический список

1. Авиадвигатели XXI века [Электронный ресурс]: материалы конф. Электрон. дан. – М.: ЦИАМ, 2010. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). Систем. требования: IBM PC, Windows 2000 или выше. Загл. с этикетки диска. ISBN 978-5-94049-026-5.
2. Алемасов, В.Е. Основы теории физико-химических процессов в тепловых двигателях и энергетических установках [Текст]: учеб. пособие для вузов / В.Е. Алемасов, А.Ф. Дрегалин, А.С. Черенков. – М.: Химия, 2000. – 520 с.
3. Импульсные детонационные двигатели [Текст] / под ред. д-ра физ.-мат.наук С. М. Фролова– М.: ТОРУС ПРЕСС, 2006. – 592 с.
4. Иностранные авиационные двигатели, 2005 [Текст]: справочник ЦИАМ / под. общ. ред. В. А. Скибина, В. И. Солони́на. – М.: Изд. Дом «Авиами́р», 2005. – 592 с.
5. Ногин, В.Д. Упрощенный вариант метода анализа иерархий на основе нелинейной свертки критериев [Текст] / В.Д. Ногин // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2004. -Т. 44. -№ 7. - С. 1259–1268.
6. Саати, Т.Л. Принятие решений. Метод анализа иерархий [Текст] / Т.Л. Саати – М.: Радио и связь. 1993. – 320 с.
7. Сафронов, В.В. Основы системного анализа: методы многовекторной оптимизации и многовекторного ранжирования [Текст]: монография / В.В. Сафронов – Саратов: Научная книга, 2009. – 329 с.
8. ЦИАМ 2001–2005. Основные результаты научно-технической деятельности [Текст]: т. II // под общ. науч. ред. В.А. Скибина, В.И. Солони́на, М.Я. Иванова. – М.: ЦИАМ, 2005. – 496 с.

TECHNIQUE OF CONCLUSION THE DIRECT-FLOW DETONATION PULSING ENGINE DESIGN TO THE LEADER POSITION

© 2011 V. V. Safronov, V. A. Porshnev, A. S. Zhebrakov

JSC «KB Electropribor»

Statement of a hypervector problem of conclusion the direct-flow detonation pulsing engine design to the leader is considered. Generally it is reduced to multicriteria problem of a discrete programming. The method of its decision is offered. The numerical example is resulted.

The direct-flow pulse detonation engine, the criteria, hypervector ranging, carrying out to the leader position.

Информация об авторах

Сафронов Валерий Васильевич, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. E-mail: svv@kbep.ru. Область научных интересов: системный анализ, теория принятия решений, методы целочисленного программирования, векторная оптимизация сложных систем.

Поршнев Владимир Александрович, кандидат технических наук, начальник научно-исследовательского центра ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. E-mail: pva@kbep.ru. Область научных интересов: системный анализ, энергосиловые установки летательных аппаратов, детонация, гиперзвук.

Жебраков Алексей Сергеевич, инженер-конструктор 2 категории ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. E-mail: zas@kbep.ru. Область научных интересов: системный анализ, силовые установки летательных аппаратов, детонация.

Safronov Valery Vasilevich, Doctor of Scientific Tech, the professor, The main scientific employee of «Electropribor» Design Bureau, Saratov. E-mail: svv@kbep.ru. Area of research: the system analysis, the decision-making theory, integerprogramming methods, vector optimisation of difficult systems.

Porshnev Vladimir Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, the chief of the research center of of «Electropribor» Design Bureau, Saratov. E-mail: pva@kbep.ru. Area of research: the system analysis, energy-power plants for aircrafts, a detonation, a hypersound.

Zhebrakov Alexey Sergeevich, The Design engineer of 2 classes of «Electropribor» Design Bureau, Saratov. E-mail: zas@kbep.ru. Area of research: the system analysis, power plants of flight vehicles, a detonation.

КОМПОЗИЦИЯ ЗАКОНОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕКТОРНЫХ ПОГРЕШНОСТЕЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРИ ОБРАБОТКЕ НА СТАНКАХ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

© 2011 Е. Ю. Исмайлова

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

Рассмотрены законы распределения вектора, выражающего сумму производственных погрешностей, действующих при многокоординатной обработке на станках с числовым программным управлением.

Систематическая ошибка, композиция законов распределения, погрешность, многокоординатная обработка.

При обработке заготовок на металло-режущих станках с числовым программным управлением требуется обеспечить заданную конструкторской документацией точность геометрических параметров детали, так как от них зависит в дальнейшем качество сборки изделия и, следовательно, эксплуатационные показатели сборочной единицы. Геометрическая точность детали характеризуется:

- точностью размеров, которая определяется величиной допуска по соответствующему качеству;
- точностью формы и взаимного расположения поверхностей, которые определяются техническими требованиями чертежа.

При обработке нескольких поверхностей заготовки с одного установка заданные требования обеспечиваются формообразованием детали, которое при обработке на станках с ЧПУ представляет собой последовательность перемещений режущего инструмента относительно заготовки, заданную в виде управляющей программы (УП).

Управляющая программа содержит последовательность геометрических и технологических команд на языке программирования. Последовательность перемещений рабочих органов станка для обработки конкретной заготовки определяется геометрическими командами, содержащими информацию о направлении и величине перемещений. При программировании в абсолютных координатах в кадре управляющей программы указываются координаты конца отрезка траектории инструмента, например (рис. 1):

N5 G01 X+100.0 Y-75.0 (в т.1)

N6 X+100.0 Y+75.00 (в т.2)
N7 X+0.0 Y+0.0 (в т.0)

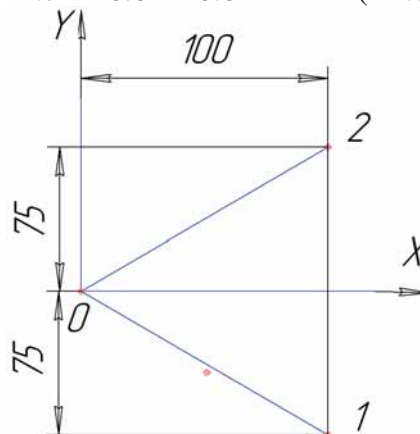


Рис. 1. Элементы траектории перемещения инструмента 0-1-2-0

Основанием для расчета УП являются размеры детали, заданные в чертеже, т.е. при программировании перемещений между опорными точками размерные связи с чертежа детали переводятся в размерные связи управляющей программы.

Запрограммированная информация считывается, преобразуется, передается, воздействуя на исполнительные механизмы станка, что приводит к функционированию рабочих органов станка в соответствии с управляющей программой. Таким образом, обработка на станках с ЧПУ представляет собой управление совокупностью взаимосвязанных и взаимодействующих электрических, механических, автоматических устройств.

Процесс автоматического управления, так же как и процессы механической обра-

ботки, неизбежно сопровождается производственными погрешностями, которые имеют систематический и случайный характер. Источниками производственных погрешностей являются:

- станок с ЧПУ;
- устройство числового программного управления;
- приспособление для установки и закрепления заготовки;
- режущий инструмент;
- обрабатываемая заготовка;
- метод обработки.

При обработке каждой заготовки создается своя комбинация погрешностей, что приводит к рассеиванию действительных параметров обработанной партии заготовок. Геометрические параметры детали задаются разными способами, но приведение их к векторной форме позволяет выявить неразрывную размерную связь как на плоскости (при управлении по двум координатам), так и в

пространстве (при многокоординатной обработке). Выявление размерных связей, определение предельных и вероятных значений области рассеивания действительных параметров деталей выполняются с помощью размерных цепей.

При формообразовании в одной координатной плоскости, например ХОУ, действующие производственные погрешности можно рассматривать как составляющие звенья плоскостной векторной цепи, в которой замыкающим звеном будет результирующий вектор \bar{R}_1 , характеризующий суммарную погрешность обработки.

При многокоординатной обработке размерные связи образуют пространственную размерную цепь и, соответственно, результирующую погрешность представит вектор \bar{R} – замыкающее звено пространственной векторной цепи (см. рис. 2).

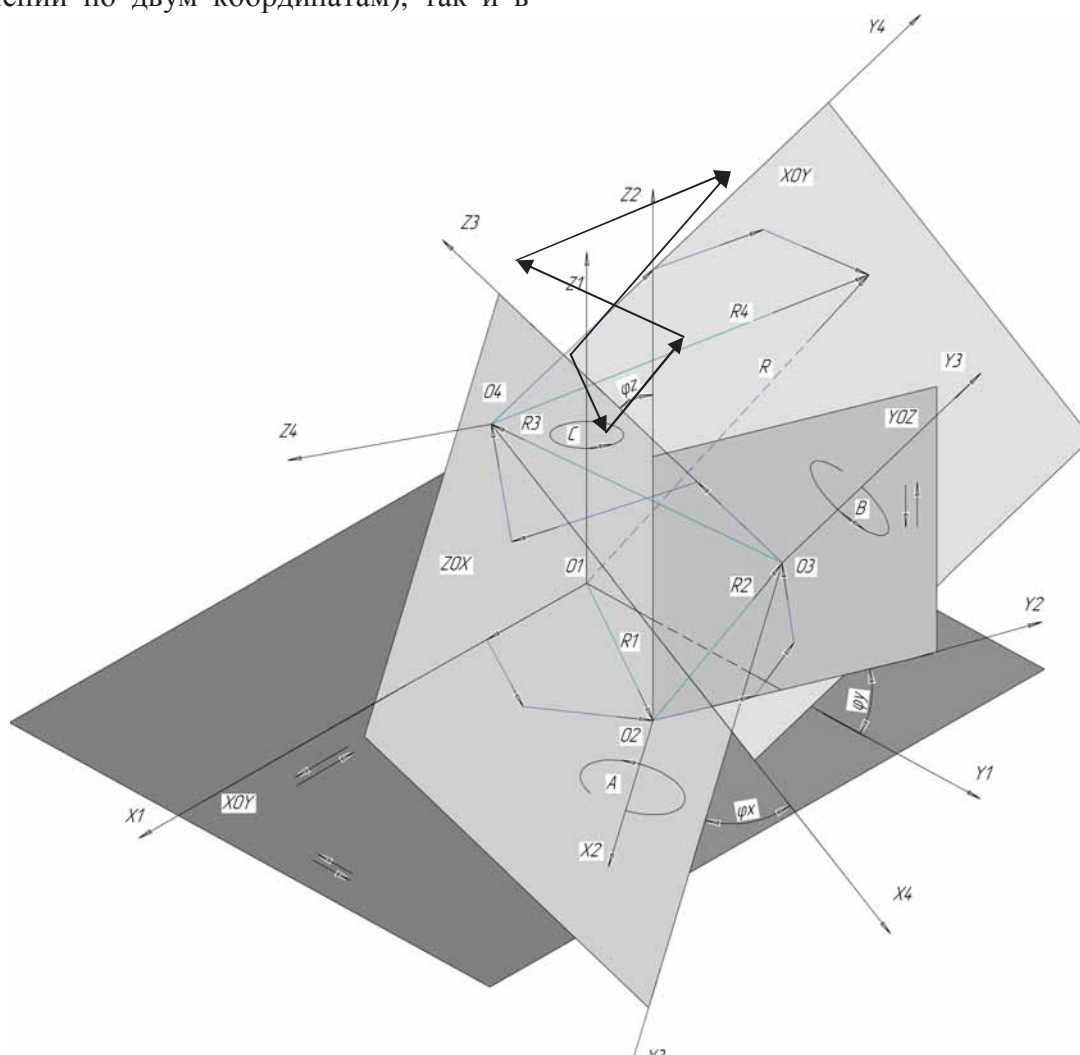


Рис.2. Пространственная векторная цепь при использовании на станке с ЧПУ шести координат

Так как составляющие пространственную цепь векторы $\bar{R}_1, \bar{R}_2, \bar{R}_3 \dots$ являются суммой случайных и систематических погрешностей, то распределение каждого из них должно быть композицией законов распределения, которым подчиняются слагаемые векторные погрешности. На каждый момент хода технологического процесса закон распределения случайной составляющей будет нормальным, так как ее появление зависит от большого числа случайных причин:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}} \quad (1)$$

В формуле (1) величина « σ » выражает меру рассеивания случайной погрешности, параметр « a » определяется значением систематической погрешности [1]. В процессе обработки партии заготовок в автоматическом режиме величина систематической погрешности изменяется от a_0 до a_1 , где

$$a_1 = a_0 + b. \quad (2)$$

Изменение систематической погрешности во времени близко к линейному [1], поэтому можно считать, что все значения a в интервале от a_0 до a_1 равновероятны, т.е. систематическая погрешность распределяется по закону равномерной плотности:

$$f(a) = \frac{1}{a_1 - a_0}, \quad (3)$$

где $a_0 \leq a \leq a_1$.

Тогда закон распределения суммарного вектора в плоскостной размерной цепи ($\bar{R}_1, \bar{R}_2, \bar{R}_3 \dots$ на рис.2) можно рассматривать как композицию нормального закона случайных составляющих и закона равномерного распределения систематических составляющих суммарной погрешности для одной координатной плоскости [1]:

$$f(r) = \frac{1}{b\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{a_0}^{a_1} e^{-\frac{(r-a)^2}{2\sigma^2}} da. \quad (4)$$

Характер распределения будет зависеть от соотношения систематической и случайной составляющей композиции законов распределения (рис.3).

На рис. 3 величина ω характеризует суммарное поле рассеивания погрешностей вектора \bar{R}_i ; σ_m - мгновенное распределение

погрешностей, которое перемещается с течением времени обработки к противоположной границе поля рассеивания; b - интервал изменения систематической погрешности.

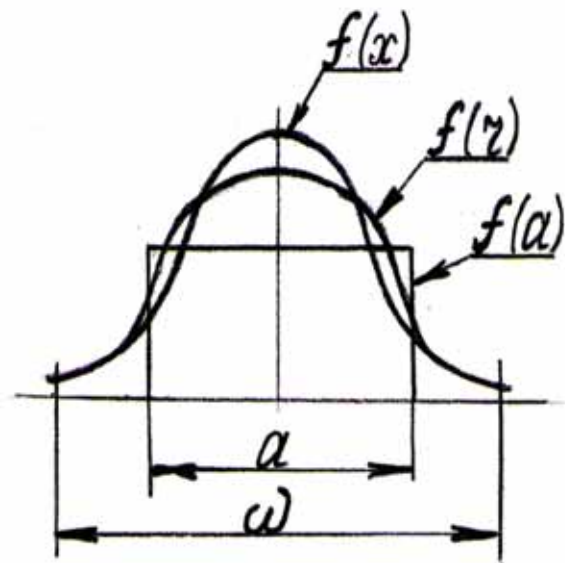
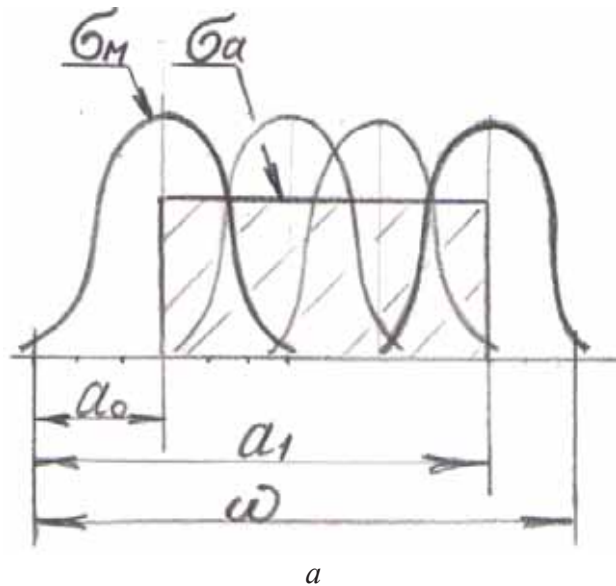


Рис.3. Графики плотности вероятности

Отношение систематических погрешностей к общему полю рассеивания производственных погрешностей характеризуется величиной μ .

$$\mu = \frac{a}{\omega}, \quad (5)$$

где a – величина поля рассеивания систематической погрешности; ω – величина общего поля рассеивания производственной погрешности.

При $\mu=0$ систематическая погрешность a равна нулю, следовательно, характер распределения погрешностей – нормальный, подчиненный закону Гаусса.

При малых значениях a по сравнению с ω график плотности композиции мало отличается от нормальной кривой с дисперсией, равной сумме дисперсий компонент, тогда в порядке приближения:

$$f(r) = \frac{1}{\sigma_1 \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{r^2}{2\sigma_1^2}}, \quad (6)$$

где [3]

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma^2 + \frac{a}{3}}. \quad (7)$$

При $\mu=1$ систематическая составляющая закона распределения a равна полю рассеивания ω , т.е. погрешности распределены по равномерному закону.

Числовое значение величины μ для разных видов обработки и условий производства различно. С помощью статистических исследований определено, что в большинстве случаев $\mu=0,3...0,4$ [1].

Возможное положение суммарного вектора \bar{R}_i , кроме скалярных величин, характеризуется также угловой погрешностью $\Delta\varphi$.

Угол наклона вектора к оси координат будет принимать равновероятные значения в пределах $(-\pi; +\pi)$ при систематической составляющей a , равной нулю.

С появлением систематической погрешности a распределение углов наклона не будет равновероятным: вероятность получения погрешностей \bar{R}_i , направленных в сторону вектора \bar{a} , будет больше, чем направленных в противоположную сторону [2]. При возрастании систематической составляющей, т.е. при $a \rightarrow \omega$ и, следовательно, $\mu=1$ кривая распределения угла наклона вектора к оси координат будет изменять форму (рис. 4).

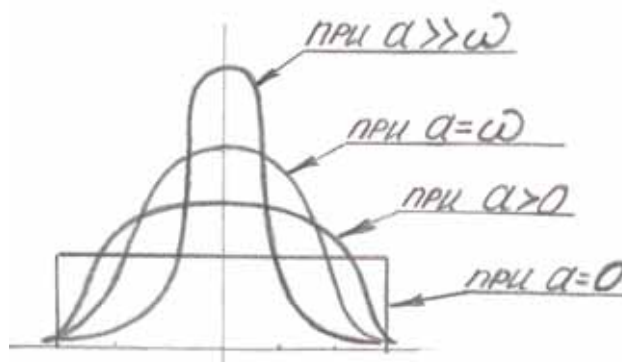


Рис.4. Форма кривых плотности распределения угла наклона вектора к оси координат

Закон распределения замыкающего вектора \bar{r} пространственной размерной цепи, который характеризует суммарную пространственную погрешность при многокоординатной обработке, представит композицию законов, по которым распределяются векторы - составляющие звенья и углы, определяющие положение координатных систем составляющих векторов относительно друг друга. Закон распределения для пространственного вектора будет функцией нескольких аргументов, поэтому для нахождения вероятностных характеристик суммарного вектора на практике можно произвести моделирование процесса обработки. Используя вероятностно-статистические методы, можно определить вероятность попадания суммарной погрешности в допустимые пределы и, при необходимости, осуществить корректировку параметров технологической системы.

Библиографический список

1. Демин, Ф.И. Расчеты точности геометрических систем и моделей [Текст] / Ф.И. Демин // Основы теории точности машин и приборов. С-Пб: Наука, РАН Институт проблем машиноведения, 1993. - С.87 – 125.
2. Федорченко, Г.П. Суммирование векторных погрешностей [Текст] / Г.П. Федорченко // Изв. вузов. Сер. «Авиационная техника», 1962. №1. - С.105 – 115.
3. Смирнов, Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики. Для технических приложений [Текст] / Н.В. Смирнов, И.Д. Дунин-Барковский. - М.: Наука, 1969. - 512 с.

COMPOSITION OF THE LAWS OF DISTRIBUTION OF THE VECTOR ERRORS, WHICH ACT WITH THE WORKING ON THE MACHINE TOOLS WITH THE NUMERICAL CONTROL BY PROGRAM

© 2011 E. Yu. Ismaylova

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

The examined laws of distribution of a vector, which expresses the sum of the manufacturing errors under processing on the machine tools with the numerical control by program.

Systematic errors, casual errors, composition of laws of distributions, distribution of an angular error.

Информация об авторах

Исмайлова Елена Юрьевна, заведующая отделением технологии машиностроения авиационного техникума, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 995-21-99, (846) 959-47-34. E-mail: iselena-U@yandex.ru. Область научных интересов: точность обработки сложных поверхностей на станках с числовым программным управлением.

Ismaylova Elena Yuryevna, Managing branch «Technology of mechanical engineering» of Aerospace technical school, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 995-21-99, (846) 959-47-34. E-mail: iselena-U@yandex.ru. Area of research: The working on the machine tools with the numerical control by program.

УДК 621.74

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ ЛИТЬЯ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ПУТЕМ ВОЗДЕЙСТВИЯ ИМПУЛЬСНОГО МАГНИТНОГО ПОЛЯ НА РАСПЛАВ

©2011 Д. Г. Черников, В. А. Глуценков, А. Ю. Иголкин

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

В данной статье представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований влияния импульсного магнитного поля высокой напряженности на структуру и свойства алюминий-кремниевых сплавов. На основании результатов исследований предложена и опробована в производственных условиях последовательность проектирования технологических процессов литья с магнитно-импульсной обработкой расплава при производстве деталей двигателей летательных аппаратов.

Интенсификация литейных процессов, физические способы воздействия на расплав, жидкий и кристаллизующийся металл, модифицирование, магнитно-импульсная обработка, компьютерное моделирование.

Производство двигателей летательных аппаратов требует постоянного совершенствования технологических процессов для обеспечения растущих требований по качеству и эксплуатационной надежности.

Технологии изготовления деталей, узлов и двигателя в целом во многом определяют его массу, ресурс, трудоемкость и себестоимость.

Снижение массы изделия за счет повышения технико - эксплуатационных свойств литых деталей двигателя летательных аппаратов (ДЛА) является одной из важнейших задач аэрокосмической отрасли. Тем более что масса литых деталей ДЛА от общей его массы составляет порядка 30%.

Согласно принятой в двигателестроении классификации все литые детали двигателей летательных аппаратов делятся на роторные (крыльчатки) и статорные (корпуса и детали общей сборки). Такие детали являются высоконагруженными, ответственного назначения. В связи с этим к ним предъявляются повышенные технические требования с точки зрения качества литого металла [1].

Большая часть номенклатуры литых деталей двигателей ЛА изготавливаются из алюминиевых сплавов системы Al-Si, например АК9ч. Достоинством этих сплавов является повышенная жидкотекучесть, обеспечивающая получение тонкостенных и сложных по конфигурации отливок; повышенная коррозионная стойкость во влажной

и морской атмосферах; сравнительно невысокая линейная усадка; пониженная склонность к образованию горячих трещин [2].

Сложность технологического процесса и влияние на него многих факторов, а также несовершенство существующих технологий приводит к появлению литейных дефектов, число которых по разным оценкам составляет несколько десятков.

По классификации ГОСТ 19200 – 80 все литейные дефекты разделены на пять групп: 1) несоответствие по геометрии; 2) дефекты поверхности; 3) несплошности в теле отливки; 4) включения; 5) несоответствие по структуре.

На рис. 1 показаны наиболее характерные дефекты, возникающие в реальных отливках из сплава АК9ч при производстве деталей двигателей ЛА.

Также часто встречаются и другие литейные дефекты, такие как неметаллические включения, ликвация и т.д.

Процент брака литых деталей по статистическим данным ряда профильных предприятий может достигать 40 %. Все это свидетельствует об актуальности совершенствования технологий литейного производства деталей ответственного назначения. Решение этой задачи определяет технологический прогресс во всех отраслях машиностроения. Для этого разработан и используется комплекс химических и физических методов воздействия на расплав металла.

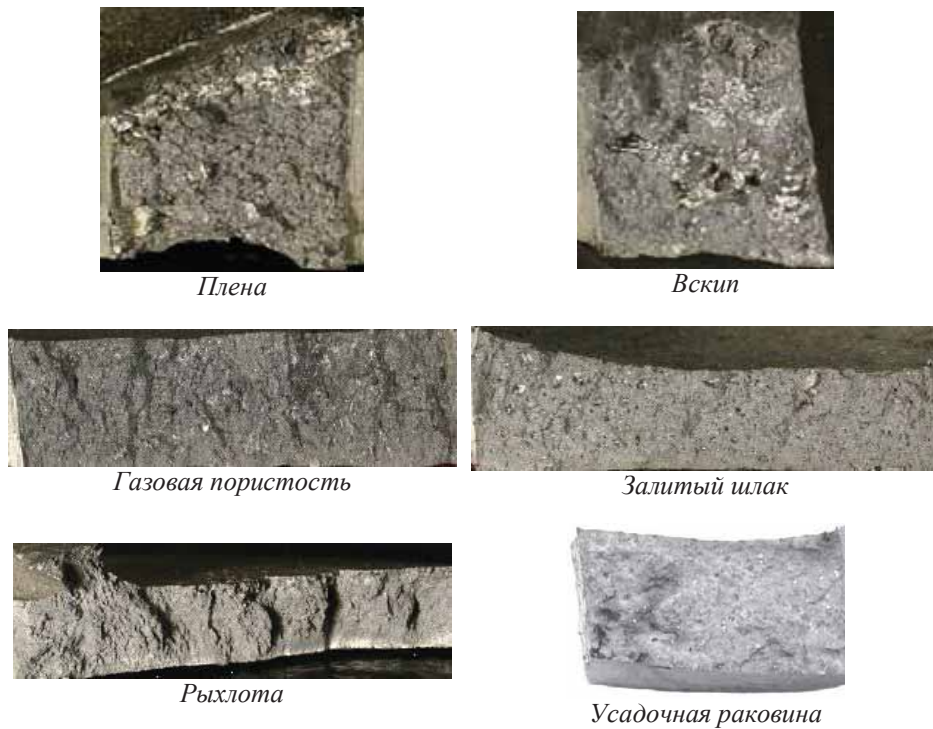


Рис. 1. Характерные дефекты, возникающие в отливках из сплава АК9с

В промышленных технологиях литья алюминиевых сплавов особое внимание уделяется разработке и исследованию различных способов внешнего воздействия на расплавы: таких как механические (перемешивание, фильтрация, продувка газами, обработка вибрацией и ультразвуком), тепловые (термовременная и термоскоростная обработка), барометрические (литье под регулируемым и всесторонним газовым давлением), электромагнитные (обработка электрическим током и электромагнитными полями) и высокоэнергетические (введение в расплав концентрированных источников энергии: электрических импульсов, взрыва). Такие воздействия способствуют получению мелкозернистой структуры и повышенных механических и эксплуатационных свойств отливок без введения специальных модифицирующих добавок.

Особенный интерес в технологиях изготовления алюминиевых сплавов представляет обработка расплава магнитными полями в процессе плавки и литья. Так, наиболее известными являются обработка расплавов в магнитогидродинамических перемешивателях, а также применение электромагнитных кристаллизаторов при непрерывном и полунепрерывном литье слитков. Однако применение способов обработки расплавов магнитным полем при производстве фасонных отливок сдерживается. Это связано со слож-

ностью создания специальных устройств, позволяющих обрабатывать расплавы непосредственно в литейной форме с учетом конфигурации отливки, и недостаточной изученностью процессов, происходящих при кристаллизации расплавов, подвергнутых обработке магнитным полем. Перспективны разработка и исследование эффективных технологий обработки расплавов магнитным полем в предкристаллизационный и кристаллизационный периоды, что дает возможность получать отливки любой конфигурации.

Современное развитие импульсных технологий послужило основанием для проведения научных работ по исследованию воздействия на металлические расплавы импульсного магнитного поля (ИМП) высокой напряженности. Рассматриваются поля с импульсной мощностью около 1 МВт и длительностью импульса порядка 50 – 200 мкс, при этом напряженность магнитного поля достигает $10^5 - 10^7$ А/м. Подобные ИМП получили широкое распространение в машиностроении при выполнении операций штамповки, сборки, сварки и др. [3]. С этих позиций представляется возможным управление процессом формирования отливок деталей ДЛА с определенным комплексом свойств путем воздействия на расплав ИМП высокой напряженности. Такая магнитно-импульсная обработка (МИО) жидкого или кристалли-

зующегося металла обладает рядом существенных преимуществ, например бесконтактный характер воздействия, возможность генерации магнитных полей с широким диапазоном значений напряженности и длительности, высокая точность и воспроизводимость параметров.

Суть процесса МИО заключается в преобразовании электрической энергии, накопленной в батарее конденсаторов магнитно-импульсной установки (МИУ), в тепло-силовое воздействие на обрабатываемый объект [3].

На основании анализа процессов МИО разработана физическая модель воздействия ИМП высокой напряженности на расплав, которая заключается в следующем. Импульс тока в индукторе формируется за счет разряда через него батареи конденсаторов МИУ, заряжаемой до высокого напряжения, составляющего от тысяч до нескольких десятков тысяч вольт. Такой импульс тока изменяется по закону затухающей синусоиды с длительностью не более одной тысячной доли секунды и частотой от нескольких единиц до десятков килогерц. Протекание импульса тока по индуктору создает вокруг него переменное магнитное поле ($H(t)$), которое индуцирует в жидком металле вихревые токи (I_2), имеющие обратное по отношению к току индуктора (I_1) направление (рис. 2).

В результате возникают объемные электродинамические силы, величина которых прямо пропорциональна значению тока в проводниках и обратно пропорциональна расстоянию между ними. Глубина проникновения тока в расплав, скин-слой (δ) тем

меньше, чем выше электропроводность материала и частота колебаний разрядного тока.

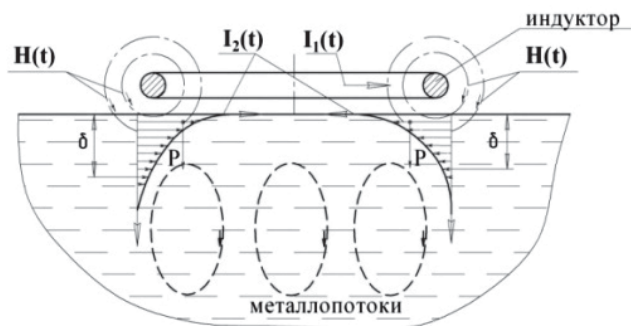


Рис. 2. Схема воздействия ИМП на расплав

Таким образом, на основании физической модели основными факторами воздействия ИМП высокой напряженности являются [4]:

- тепловой – дополнительный разогрев расплава в результате действия вихревых токов;
- силовой – распространение волн напряжений и интенсивных металлопотоков по всему объему расплава в результате действия давления ИМП.

Исходя из физики процесса, были разработаны различные технологические схемы МИО расплава, среди которых три основные:

- радиальное воздействие ИМП на расплав через стенки тигля (рис. 3,а);
- осевое воздействие ИМП на поверхность расплава (рис. 3,б);
- объемное воздействие ИМП с помощью погружного индуктора (рис. 3,в).

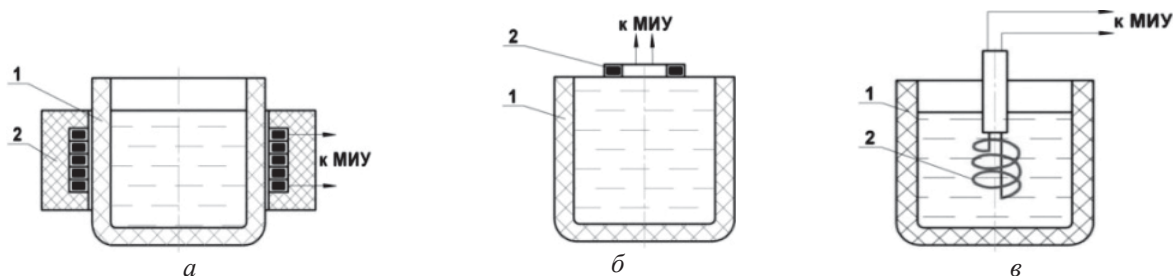


Рис. 3. Основные технологические схемы МИО расплава: 1 – тигель; 2 – индуктор; МИУ – магнитно-импульсная установка

Возможны различные варианты путем комбинирования основных технологических схем МИО расплавов. Работоспособность индуктора при высоких температурах была обеспечена за счет разработанной конструк-

ции с применением новых материалов в качестве витковой изоляции. Витки индуктора покрываются методом плазменного напыления слоем A_2O_3 , толщина которого составляет порядка 0,3 мм. Проведенные экспери-

ментальные исследования показали ее надежность при напряжении до 5 кВ и температуре 700°C.

Для исследования факторов комплексного воздействия ИМП высокой напряженности на жидкий и кристаллизующийся металл и, в конечном счете, для управления ими необходимы системные исследования. Однако проведение такого рода экспериментов значительно усложняется высокими рабочими температурами и быстропротекающим характером воздействия. Поэтому эффективным средством решения этих вопросов является компьютерное моделирование. Так, для этих целей были разработаны методики компьютерного моделирования с использованием многоцелевого конечно-элементного комплекса ANSYS/LS-DYNA и

системы компьютерного моделирования литейных процессов «ПолигонСофт». Разработанные методики позволяют оценить дополнительный разогрев расплава под действием вихревых токов с учетом величины скин-слоя и распределения давления ИМП на основе экспериментальных данных.

Результаты компьютерного моделирования с применением разработанных методик показаны на рис. 4-7. На рис. 4 в качестве примера показаны картины распределения температурных полей сплава АК9ч без обработки и после МИО со следующими параметрами: скин-слой – 2,5 мм, сила тока 50 кА, количество импульсов – 3 шт. А на рис. 5 – влияние теплового фактора МИО на распределение усадочных полей при его затвердевании.

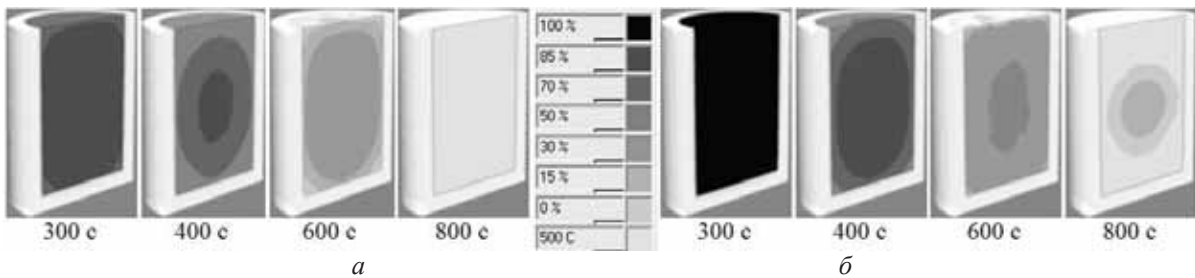


Рис. 4. Распределение температурных полей расплава в процессе его затвердевания: а – без МИО; б – МИО ($\delta=2,5$ мм, $I = 50$ кА, $n = 3$ имп.)

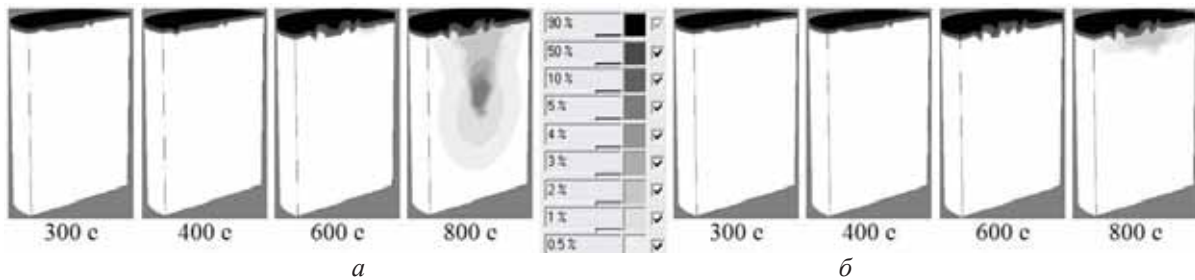


Рис. 5. Распределение усадочных полей при затвердевании расплава: а – без МИО; б – МИО ($\delta=2,5$ мм, $I = 50$ кА, $n = 5$ имп.)

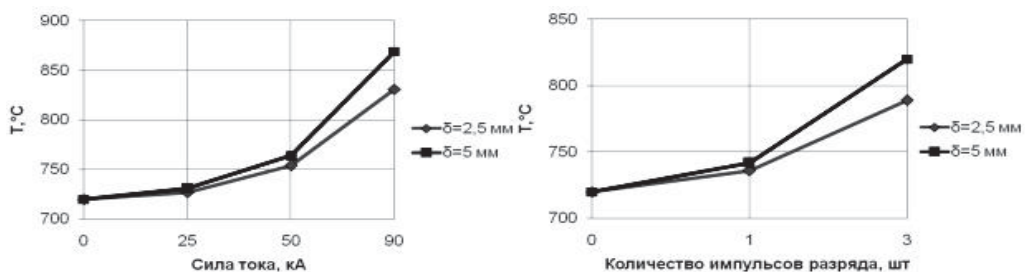


Рис. 6. Зависимость температуры разогрева расплава от параметров МИО

Из приведенных рисунков видно, что величина дополнительного разогрева расплава металла под действием ИМП приводит к существенным изменениям кинетики кри-

сталлизации, что благоприятным образом отражается на значительном снижении величины объемной усадки.

В ходе анализа результатов была получена зависимость дополнительного разогрева расплава (средняя температура по всему объему) от параметров МИО: силы тока, количества импульсов и величины скин-слоя (рис. 6). Результаты компьютерного моделирования показали, что величина скин-слоя, как и степень интенсивности обработки (сила то-

ка), существенным образом влияет на величину дополнительного разогрева, что приводит к увеличению времени затвердевания расплава.

Результаты распространения волн напряжений по всему объему расплава под радиальным магнитно-импульсным воздействием показаны на рис. 7.

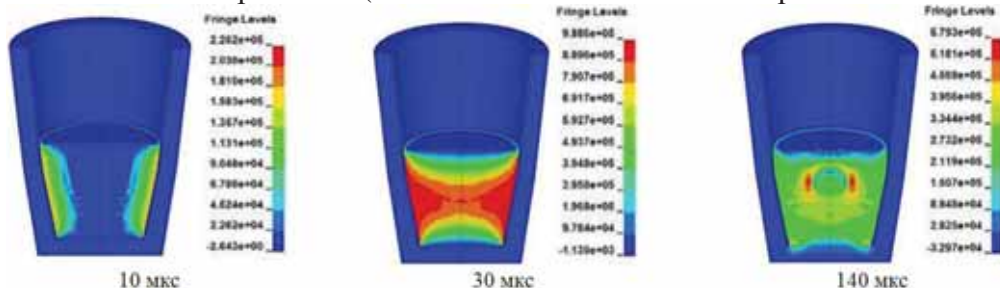


Рис. 7. Распространение ударных волн в расплаве АК94 под воздействием ИМП

Для экспериментального исследования влияния факторов МИО на кинетику кристаллизации, структуру и свойства силуминов были рассмотрены промышленные сплавы АК9Т, АК6М2. МИО расплавов осуществлялась по радиальной схеме воздействия в экспериментальной технологической оснастке (рис. 8).

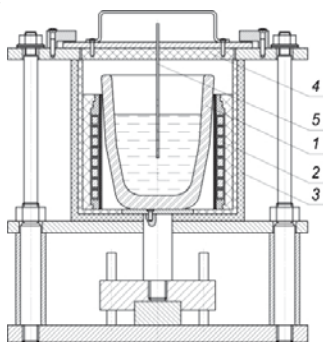


Рис. 8. Оснастка для МИО расплава:

1 – тигель; 2 – индуктор; 3 – тепловая камера; 4 – крышка; 5 – термопара

Для снижения тепловых потерь во время МИО в конструкции оснастки была предусмотрена тепловая камера, в которой расположен многovitковый индуктор. Во избежание выплеска расплава во время обработ-

ки предусмотрена крышка, в которую встроена термопара для контроля его температуры.

Результат анализа полученных кривых охлаждения сплавов без обработки и после показал, что угол наклона между кривой на участке от $T_{обр}$ до $T_{лик}$ (жидкое состояние) и осью абсцисс увеличивается пропорционально степени интенсивности МИО. Предположение о дополнительной энергии в скин-слое и результаты компьютерного моделирования дополнительного разогрева расплава под воздействием ИМП подтверждены экспериментально. Обработка расплава при температуре 720°C вызывает дополнительный разогрев расплава, что выражается в увеличении времени его охлаждения до температуры ликвидус ($T_{лик}$) и уменьшении скорости охлаждения жидкой фазы.

Дальнейший анализ кривых охлаждения показал, что при МИО, например, сплава АК9Т температуры образования основных составляющих сплав фаз увеличились (рис. 9).

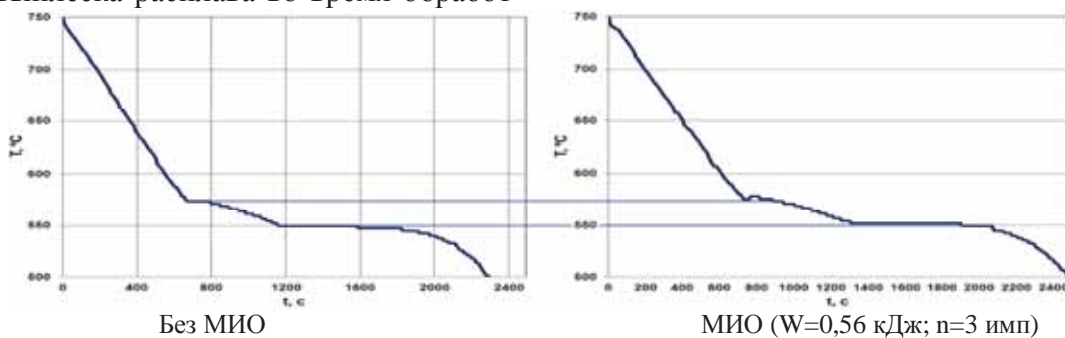


Рис. 9. Кривые охлаждения сплава АК9Т

Кроме того, исследовалось влияние МИО на литейные свойства сплавов. Для определения жидкотекучести сплава АК9Т использовалась малая комплексная проба Нехендзи-Купцова, которая также позволяет определить и линейную усадку. Жидкотекучесть сплава определялась по длине заполнения U-образного канала, а величина линейной усадки по стандартной формуле.

Результаты замеров U-образных прутков и расчетов линейной усадки в зависимости от режимов МИО приведены в табл. 1. Анализ полученных результатов свидетельствует о значительном повышении жидкотекучести и снижении линейной усадки при оптимальных параметрах воздействия ИМП на расплав.

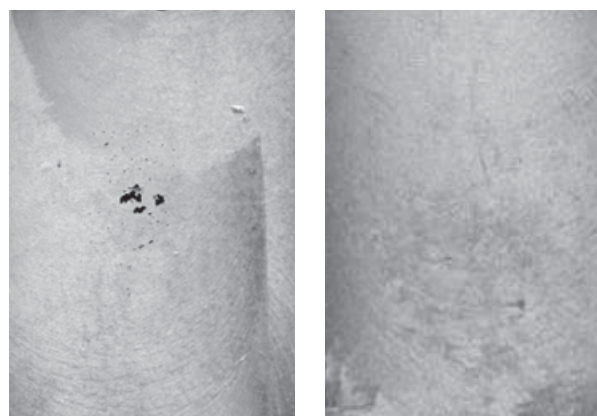
Таблица 1. Влияние параметров МИО на литейные свойства сплава АК9Т

Параметры МИО		Жидкотекучесть λ , мм	Линейная усадка $\varepsilon_{лин}$, %
W, кДж	n, шт		
Без обработки		302	1,0
0,56	3	362,7	0,7
1,26	3	323	0,9

Повышение жидкотекучести также подтверждается снижением краевого угла смачиваемости капли расплава, подвергнутого МИО. Улучшение таких важных технологических свойств под действием МИО способствует лучшей формозаполняемости расплавом литейной формы и повышению точности отливок. Появится возможность получать отливки со сложными фасонными полостями, тонкими ребрами и перегородками, что сведет к минимуму последующую механическую обработку.

Помимо этого было исследовано влияние параметров МИО на макро- и микроструктуру сплавов. Установлено, что воздействии ИМП высокой напряженности на расплавы способствует устранению газоусадочной пористости в центре слитка, измельчению эвтектики и ее видоизменению – переход от игольчатого типа к глобулярному. На рис. 10, например, показана макроструктура слитка из АК9Т без обработки и после МИО.

Результаты механических испытаний образцов показаны в табл. 2. Данные, приведенные в таблице, свидетельствуют о значительном повышении и предела прочности, и относительного удлинения одновременно.



Без обработки МИО (W=1,26 кДж, n=3)

Рис. 10. Влияние параметров МИО на макроструктуру слитков из АК9Т

Таблица 2. Результаты механических испытаний образцов из АК9Т и АК6М2

Параметры МИО		Механические свойства АК9Т/АК6М2	
W, кДж	n, шт	Предел прочности, МПа	Относительное удлинение, %
Без обработки		183/202	1,4/2,2
0,28	3	203/211	2,2/3,2
0,56	3	217/233	3,8/4,0
1,26	3	219/238	3,4/5,3

Для реализации технологии формирования структуры и свойств отливок деталей ответственного назначения под действием ИМП была разработана последовательность ее проектирования на основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований (рис. 11).

Данная методология проектирования технологии МИО жидкого и кристаллизующегося металла была апробирована в производственных условиях на ОАО «Кузнецов» (г. Самара) и реализована на примере получения реальной отливки «Маслота» из сплава АК9ч. В качестве технологической схемы использовалось осевое воздействие ИМП на расплав (на прибыльную часть отливки) непосредственно в металлической форме. Предполагается, что под воздействием ИМП литой металл будет уплотняться и подпитываться в процессе затвердевания, что благоприятным образом отразится на структуре и технико-эксплуатационных свойствах отливки. С этой целью была доработана кокильная форма, в частности, установлена поворотная плита, на которой закреплен индуктор, подключенный к МИУ.

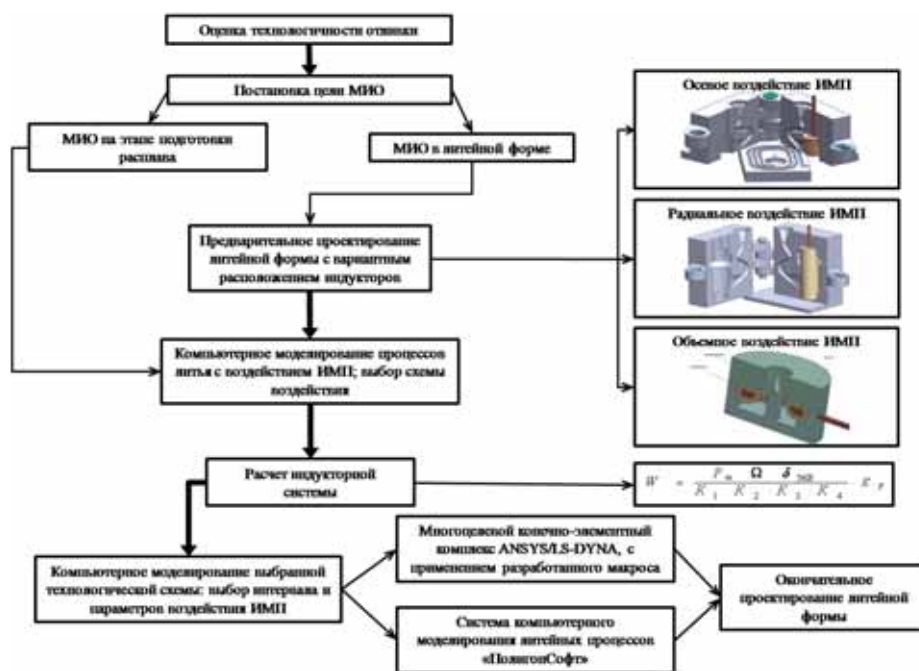


Рис. 11. Последовательность проектирования технологического процесса получения отливок деталей ДЛА с воздействием ИМП высокой напряженности на расплав

Для работоспособности индуктора при высоких рабочих температурах, а также для предотвращения контакта с расплавом установлен защитный экран из магнетопрозрачного жаропрочного материала. Схема собранной в комплекс модернизированной металлической литейной формы показана на рис. 12.

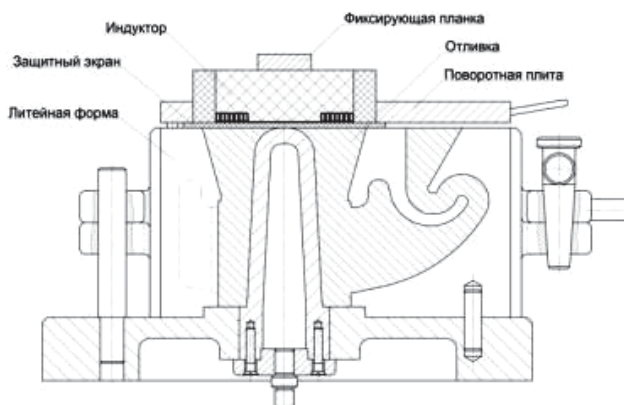


Рис. 12. Модернизированная литейная форма для МИО расплава металла

МИО расплава осуществлялась непосредственно в литейной форме со следующими параметрами: энергия разряда – 1; 1,5; 2 и 2,5 кДж; количество импульсов разряда – 1 и 3. Были проведены одна контрольная и пять опытных плавов.

Отливки подверглись стандартной термообработке. Из основной части отливок

были вырезаны образцы для определения механических свойств (ГОСТ 1583-93), а также темплеты для проведения металлографических исследований.

Микроструктура сплава АК9ч показана на рис. 13. Анализ микроструктуры приведен в табл. 3.

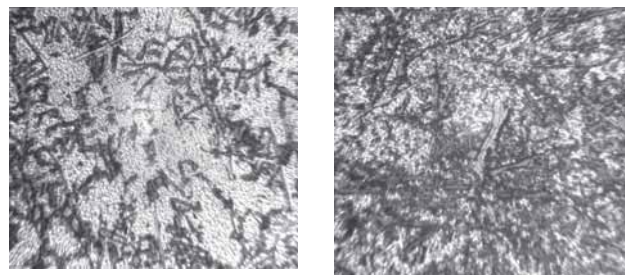


Рис. 13. Микроструктура сплава АК9ч (x86): Без обработки МИО (W=1 кДж, n=3 имп.)

Согласно данным, представленным в табл. 3, МИО расплава в кристаллизационном периоде и непосредственно в металлической литейной форме также способствует измельчению микроструктуры.

По результатам анализа данных механических испытаний были получены зависимости механических свойств от параметров МИО (рис. 14).

Полученные результаты подтверждают благоприятное воздействие МИО на механические свойства литого сплава. Важным мо-

ментом является повышение качества отливки при минимальном уровне энергии разряда и количестве импульсов. Время МИО составляет доли секунды, а минимальные параметры воздействия позволяют существенным образом экономить электроэнергию и повысить ресурс МИУ.

 Таблица 3. Параметры α -Al сплава АК9ч

	Без обработки	МИО (W=1 кДж, n=3 имп.)
Количество частиц, шт	126	275
Среднее значение, мкм	12,2	8,7

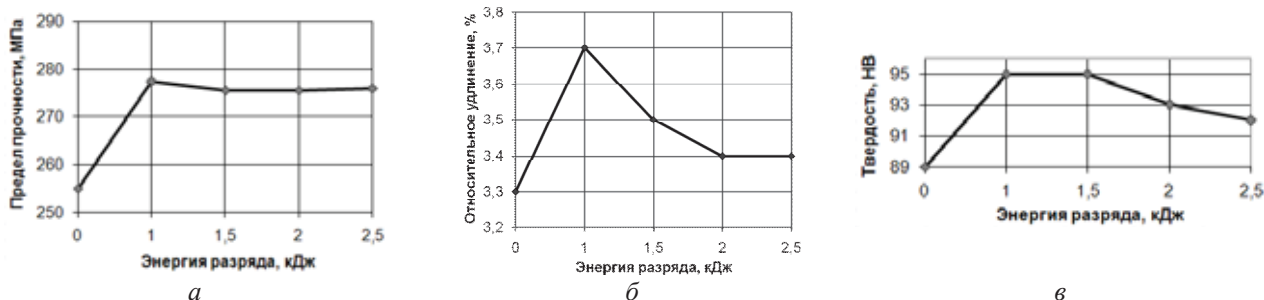


Рис. 14. Зависимости механических свойств от энергии разряда:

а – зависимость предела прочности от энергии разряда; б – зависимость относительного удлинения от энергии разряда; в – зависимость твердости от параметров МИО

Таким образом, на основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. МИО расплавов силуминов способствует выравниванию однородности свойств по всему объему, снижает размеры газоусадочной пористости. Обработка расплава в жидком состоянии способствует измельчению эвтектики. Разогрев пограничного слоя расплава вызывает изменение кинетики кристаллизации сплава (появление переохлаждения, повышение температур начала кристаллизации α -фазы и эвтектики);

2. МИО значительно улучшает технологические свойства силуминов, такие как жидкотекучесть и линейную усадку. Так, обработка расплава АК9Т с энергией разряда 0,56 кДж и количеством импульсов равном 3 способствует повышению жидкотекучести на 20 % и снижению величины линейной усадки на 30 %.

3. Анализ структуры позволил выявить модифицирующее влияние МИО, что выражается в измельчении структурных составляющих и повышении однородности их распределения.

4. Установлено влияние параметров МИО на механические свойства сплава АК9Т и АК6М2, максимальное значение свойств для сплавов. Так, прирост составил

для: сплава АК9Т - 20 % для σ_b и в 2,7 раза для δ ;

– сплава АК6М2 – 17 % для σ_b и 145% для δ .

5. Технология МИО была опробована в промышленных условиях, технология МИО расплава – непосредственно в металлической форме. Проведенная работа показала ее гибкость и легкость адаптации к существующей технологии литья.

Библиографический список

1. Технология производства авиационных газотурбинных двигателей: учеб. пособие для вузов [Текст] / Ю.С. Елисеев, А.Г. Бойцов, В.В. Крымов [и др.] – М.: Машиностроение, 2003. - 512 с.

2. Металловедение алюминия и его сплавов: справочник [Текст] / Н.Н. Буйнов, М.Е. Дриц, И.Н. Луцкая [и др.] - М.: Металлургия, 1983. - 279 с.

3. Белый, И.В. Справочник по магнитно-импульсной обработке металлов [Текст] / И.В. Белый, С.М. Фертик, Л.Т. Хименко. – Харьков: Вища школа. 1970. – 190 с.

4. Влияние импульсного магнитного поля высокой напряженности на свойства жидких алюминиевых сплавов [Текст] / В.А. Глушечков, Ф.В. Гречников, В.И. Никитин [и др.] // Литейщик России. 2010. - № 7. - С. 34-39.

ENHANCEMENT OF EFFICIENCY OF CASTING PROCESSES IN PRODUCTION OF PARTS OF AIRCRAFT ENGINES BY WAY OF ACTION OF PULSE-MAGNETIC FIELD ON MELT

©2011 D. G. Chernikov, V. A. Glouschenkov, A. Ju. Igolkin

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

The results of theoretical and experimental investigations of the influence of the high-intensity pulse-magnetic field on the structure and properties of aluminum-silicon alloys are presented in this paper. Based on the results of the investigations the sequence of designing of technological processes of casting with pulse-magnetic processing of the melt in production of aircraft engine parts has been suggested and sampled industrially.

Intensification of casting processes; physical methods of action on a melt; liquid and crystallizing metal; modification; pulse-magnetic processing; computer simulation.

Информация об авторах

Глушечков Владимир Александрович, кандидат технических наук, профессор, научный руководитель лаборатории «Прогрессивные технологические процессы пластического деформирования» (НИЛ-41), Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: vgl@ssau.ru. Область научных интересов: прогрессивные технологии, пластическое деформирование.

Черников Дмитрий Геннадьевич, младший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Прогрессивные технологические процессы пластического деформирования» (НИЛ-41), Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: 4ernikov82@mail.ru. Область научных интересов: прогрессивные технологии, пластическое деформирование.

Иголкин Алексей Юрьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Обработка металлов давлением», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 335-18-32, (846)267-43-15. Область научных интересов: обработка металлов давлением.

Glouschenkov Vladimir Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Professor, Research Manager of the “Advanced Technological Processes of Plastic Deforming” Laboratory, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: vgl@ssau.ru. Area of research: Processes of Plastic Deforming.

Chernikov Dmitry Gennadyevich, associate research officer of the Research Laboratory “Advanced Technological Processes of Plastic Deforming”, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: 4ernikov82@mail.ru. Area of research: Processes of Plastic Deforming.

Igolkin Alexey Jur'evich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of “Plastic Working of Metals” department Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-18-32, (846)267-43-15. Area of research: Plastic Working of Metals.

УДК 629.7

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЬЦЕВОГО ДЕМПФЕРА ИЗ МАТЕРИАЛА МР ПРИ ОДНОВРЕМЕННОМ НАГРУЖЕНИИ В ОСЕВОМ И РАДИАЛЬНОМ НАПРАВЛЕНИЯХ

© 2011 А. М. Уланов, А. В. Швецов, Ф. В. Паровай

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

Материал МР широко применяется в системах защиты от вибрации. Исследовано нагружение демпфера из МР в радиальном направлении вращающейся силой, возникающей при прецессирующем движении трубопровода или вследствие дисбаланса вала и одновременно в осевом направлении.

Вал, трубопровод, кольцевой демпфер, колебания, материал МР, жесткость, демпфирование.

Материал МР изготавливается при помощи холодного прессования проволочной спирали из нержавеющей стали. Он имеет очень высокое демпфирование, высокую прочность, стойкость к воздействию окружающей среды. Свойствами материала можно управлять в широких пределах, изменяя его относительную плотность $\bar{\rho} = \frac{\rho_{MR}}{\rho_w}$

(здесь ρ_{MR} - плотность материала МР, ρ_w - плотность материала стальной проволоки) и диаметр проволоки d_w . Кольцевые демпферы из материала МР используются для гашения колебаний трубопроводов (рис. 1) и валов (рис. 2).

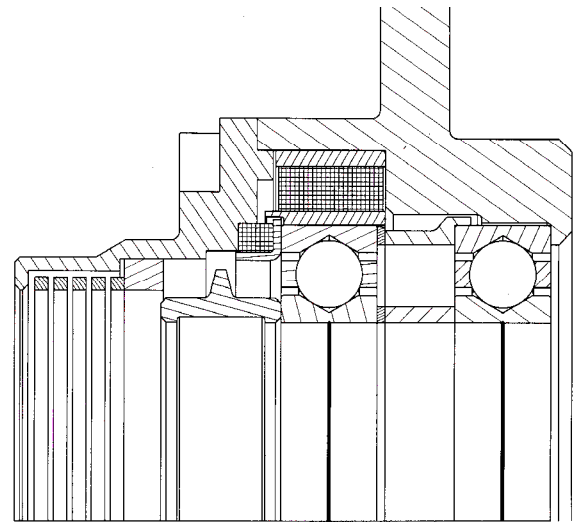


Рис. 2. Кольцевой демпфер опоры вала

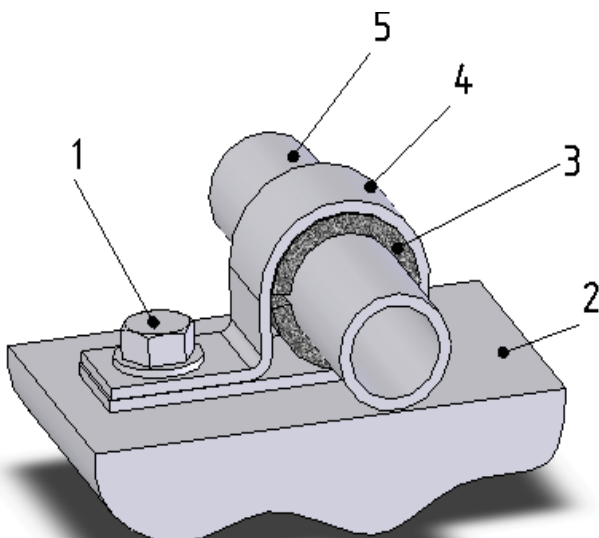


Рис. 1. Кольцевой демпфер трубопровода:
1 – болт; 2 – основание; 3 – демпфер из МР;
4 – металлический хомут; 5 – трубопровод

На колебания трубопровода или вала оказывают влияние жесткость демпфера и коэффициент рассеивания энергии в нём. Эти величины могут быть найдены экспериментально по петле гистерезиса демпфера. В настоящей работе исследовано нагружение демпфера в радиальном направлении вращающейся силой, возникающей при прецессирующем движении трубопровода или вследствие дисбаланса вала.

Одновременно демпфер может быть нагружен в осевом направлении (за счет предварительного сжатия опоры трубопровода или осевой силы радиально-упорного подшипника для вала). Для эксперимента удобнее использовать неподвижные вал и действующую силу, а вращение вала моделировать вращением демпфера, установленного во вращающемся диске. Петли гистерезиса

зиса определялись в двух перпендикулярных направлениях X и Y, для расчетов использовались результаты, средние для двух направлений. Схема установки приведена на рис. 3.

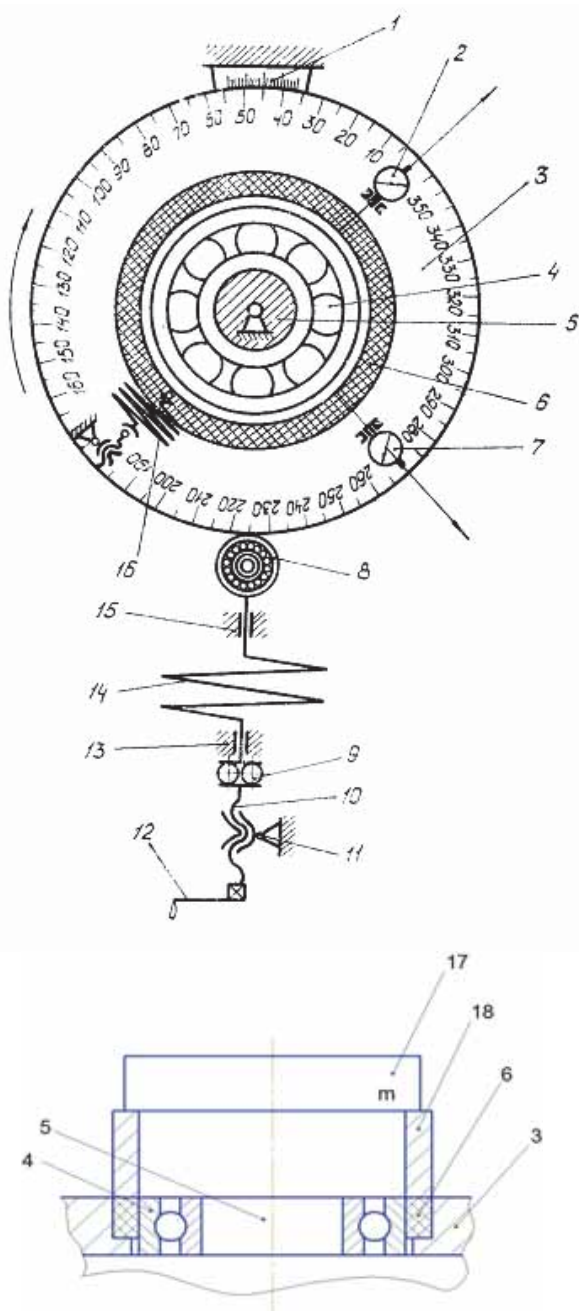


Рис. 3. Экспериментальная установка: 1 – шкала регистрации углового положения демпфера; 2, 7 – датчики перемещения; 3 – вращающийся диск; 4 – подшипник; 5 – неподвижный вал; 6 – демпфер из материала МР; 8 – подшипник, передающий нагрузку; 9, 13, 15 – опоры вала нагрузки; 10 – вал нагрузки; 11 – червячная передача; 12 – рукоятка; 14 – датчик силы; 16 – устройство для создания нагрузки, неподвижной относительно демпфера (в данном эксперименте не использовалось); 17 – стакан; 18 – масса

Исследовались кольца с внешним диаметром $D = 96$ мм, внутренним диаметром

$d = 81$ мм, высотой кольца $H = 45$ мм. При установке кольцо имело предварительную деформацию $Q = 0,5$ мм в радиальном направлении (толщина кольца после установки 7 мм). Относительная плотность материала МР $\bar{\rho} = 0,223$. Диаметр проволоки $d_w = 0.2$ мм. Прессование материала МР осуществлялось в направлении оси кольца. Нагрузка в радиальном направлении прикладывалась при помощи рукоятки 12, в осевом направлении – при помощи массы 18, действующей через стакан 17. Пример экспериментально полученной петли гистерезиса приведен на рис. 4.

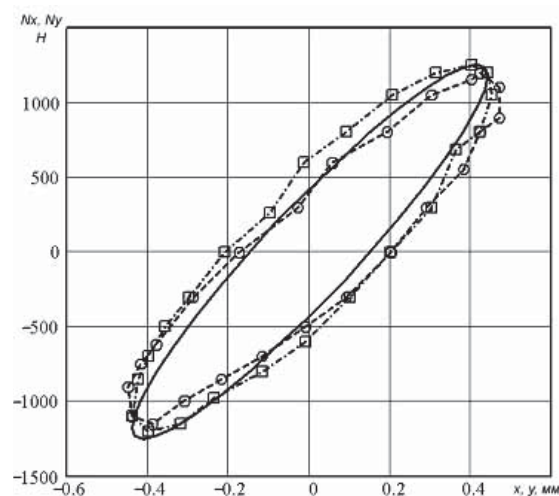


Рис. 4. Петля гистерезиса кольцевого демпфера

Петля имеет вид эллипса, что существенно облегчает расчет колебаний, так как дает возможность пользоваться уравнением колебаний линейной системы

$$m \frac{d^2 r}{dt^2} + c \frac{dr}{dt} + kr = F_v(t),$$

где m – масса вала или трубопровода; r – перемещение; c – коэффициент демпфирования; k – жесткость; F_v – сила, вызывающая колебания; t – время. Это уравнение предполагает петлю гистерезиса именно в виде эллипса.

Жесткость демпфера определялась по оси эллипса петли. Определялся также коэффициент рассеивания энергии $\Psi = \frac{\Delta P}{P}$. Здесь ΔP – площадь петли гистерезиса демпфера, P – максимальная потенциальная энергия деформирования демпфера [1].

Установим связь коэффициента рассеивания энергии и коэффициента демпфирования. Если уравнение движения трубо-

провода или вала имеет вид $r = R \sin \omega t$, то демпфирующая сила (полуширина петли гистерезиса) равна $c \frac{dr}{dt} = cR\omega \cos \omega t$. Ее

максимальное значение равно $cR\omega$. Следовательно, площадь петли гистерезиса в виде эллипса $\Delta P = \pi cR^2\omega$. Максимальная потенциальная энергия деформирования демпфера

$$P = \frac{kR^2}{2}. \quad \text{Следовательно,}$$

$$\Psi = \frac{2\pi cR^2\omega}{kR^2} = \frac{2\pi c\omega}{k} \quad \text{и коэффициент демпфирования} \quad c = \frac{\Psi k}{2\pi\omega}.$$

Полученные зависимости жесткости и коэффициента рассеивания энергии от амплитуды деформации в радиальном направлении R при отсутствии нагрузки в осевом направлении приведены на рис. 5 и 6.

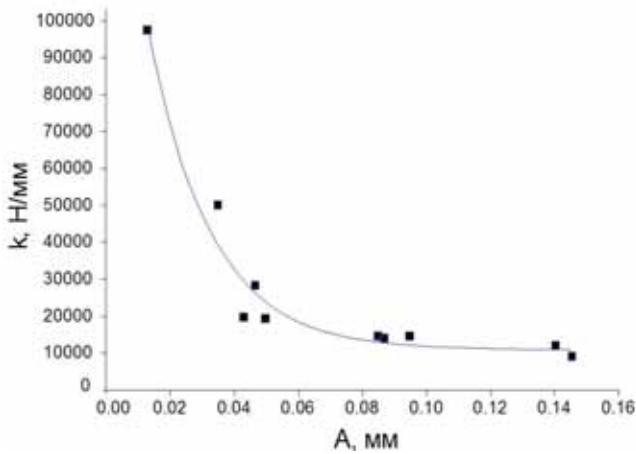


Рис. 5. Зависимость жесткости k от амплитуды деформации A

Зависимость жесткости от амплитуды деформации может быть аппроксимирована функцией $k = 145000e^{-51A} + 24000$. Зависимость коэффициента рассеивания энергии от амплитуды деформации может быть аппроксимирована функцией $\Psi = 180A - 1800A^2$ в диапазоне амплитуд $0 \leq A \leq 0,049$ мм (рис. 6,а) и функцией $\Psi = 2,72 + \frac{2,28}{1 + e^{30A-2,5}}$ в диапазоне амплитуд $0,049 \text{ мм} \leq A \leq 0,1455$ мм (рис. 6,б).

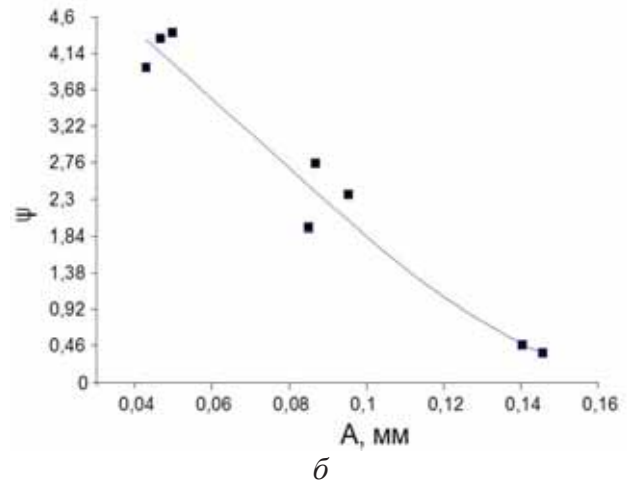
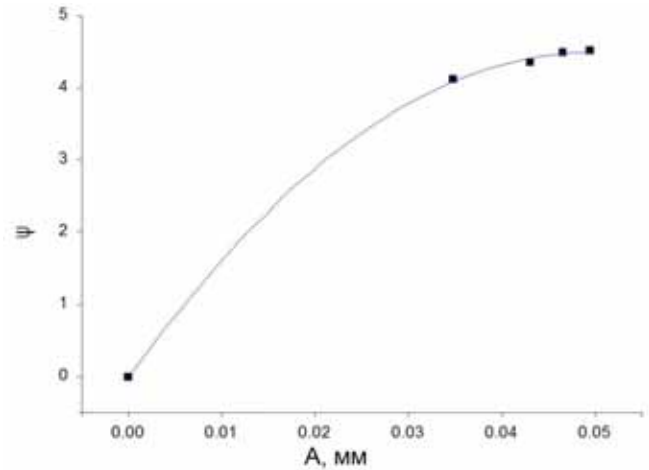


Рис. 6. Зависимость коэффициента рассеивания энергии Ψ от амплитуды деформации A

Для случая нагрузки в осевом направлении F (она изменялась в диапазоне от 0 до 1120 Н) полученные зависимости жесткости и коэффициента рассеивания энергии от нагрузки в осевом направлении (при амплитуде деформации 0.072 мм) приведены на рис. 7 и 8.

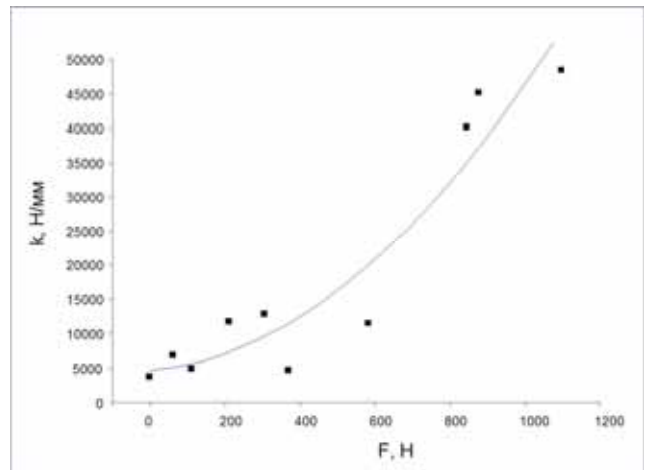


Рис. 7. Зависимость жесткости k от нагрузки в осевом направлении F

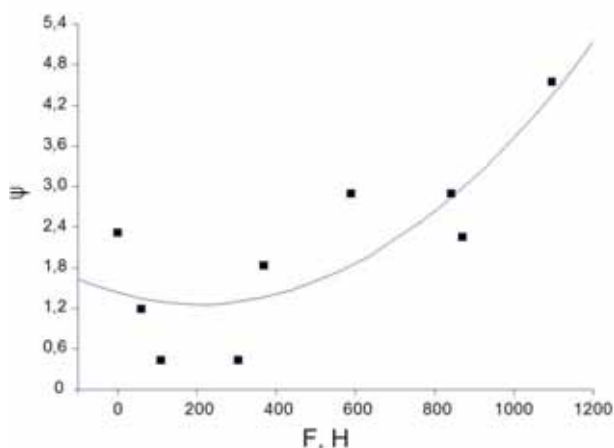


Рис. 8. Зависимость коэффициента рассеивания энергии Ψ от нагрузки в осевом направлении F

Зависимость жесткости от нагрузки в осевом направлении может быть аппроксимирована функцией

$$C = 33000 + 1,73F + 0,014F^2,$$

зависимость коэффициента рассеивания энергии от нагрузки в осевом направлении - функцией

$$\Psi = 4,37 - 0,00042F + 0,00000101F^2.$$

Увеличение жесткости с увеличением осевой нагрузки можно объяснить увеличением плотности материала МР и количества контактов проволок в материале. Зависимость коэффициента рассеивания энергии от осевой нагрузки имеет минимум. Увеличение жесткости вызывает рост потенциальной энергии деформирования (вследствие чего значение коэффициента рассеивания энергии уменьшается). Но с увеличением нагрузки увеличивается и сила трения в каждом контакте, и количество контактов проволок (вследствие чего общая сила трения, пло-

щадь петли гистерезиса и значение коэффициента рассеивания энергии увеличивается). Можно предположить, что до минимума преобладает первый процесс, после - второй.

Таким образом, создана экспериментальная установка, позволяющая исследовать жесткость и коэффициент рассеивания энергии кольцевых демпферов из материала МР при нагружении одновременно в радиальном и осевом направлениях. Полученные с ее помощью зависимости для жесткости и коэффициента рассеивания энергии позволяют рассчитывать колебания трубопроводов и валов с кольцевыми демпферами из материала МР.

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

Библиографический список

1. Уланов, А.М. Учёт демпфирования при расчете упругогистерезисных систем методом конечных элементов [Текст] / А.М. Уланов, Ю.К. Пономарёв // Изв. вузов: Авиационная техника. - Казань, 2009. - № 3. - С. 5-8.
2. Уланов, А.М. Основы проектирования систем виброзащиты с упругими элементами из материала МР [Текст] / А.М. Уланов, Ю.К. Пономарёв // Изв. Самар. науч. центра РАН. - 2008. Т. 10. - № 3 (25). - С. 853-857.
3. Чегодаев, Д.Е. Демпфирование [Текст] / Д.Е. Чегодаев, Ю.К. Пономарёв. - Самара: СГАУ, 1997. - 334 с.

INVESTIGATION OF AN ANNULAR DAMPER, MADE OF MATERIAL MR IN THE CASE OF SIMULTANEOUS LOAD IN AXIAL AND RADIAL DIRECTIONS

© 2011 A. M. Ulanov, A. V. Shvetsov, F. V. Parovay

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

Material MR is widely used in systems to protect against vibration. Investigated the loading of the MR damper in the radial direction rotating force that occurs when a precessing motion of the pipe or as a result of an imbalance of the shaft and at the same time in the axial direction.

Shaft, pipe, an annular damper, vibration, material MR, stiffness, damping.

Информация об авторах

Уланов Александр Михайлович, доктор технических наук, профессор кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов», Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-46-75, 8-917-1417335. E-mail: alexulanov@mail.ru. Область научных интересов: защита от вибрации и удара, системы с конструкционным демпфированием.

Швецов Антон Владимирович, аспирант кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов», Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846)-267-46-75. E-mail: Ash56@inbox.ru. Область научных интересов: динамика гидравлических систем.

Паровой Фёдор Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов», Тел.: (846) 334-43-23, 8-905-017-68-42. E-mail: parovai@mail.ru. Область научных интересов: свойства материала МР и технологии производства изделий из проволочного материала.

Ulanov Aleksandr Mihailovich, Doctor of Technical Sciences, professor of Aircraft Design Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-46-75, 8-917-141-73-35. E-mail alexulanov@mail.ru. Area of research: Shock and vibration protection, dry friction systems.

Shvetsov Anton Vladimirovich, postgraduate of Aircraft Design Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846)-267-46-75. E-mail Ash56@inbox.ru. Area of Research: Dynamics of hydraulic systems.

Parovay Fedor Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Aircraft Design Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 334-43-23, 8-905-017-68-42. E-mail: parovai@mail.ru. Area of Research: Shock and vibration protection, dry friction systems, MR.

О ПОВРЕЖДЕНИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ТОКОМ РОТОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СЕМЕЙСТВА НК, РАБОТАЮЩИХ В КАЧЕСТВЕ ПРИВОДА ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРОВ

© 2011 С. В. Наздрачёв

ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

После разборки двигателей-приводов генераторов, пришедших из эксплуатации, на подшипниках силовой турбины были обнаружены дефекты в виде продольных полос на беговых дорожках и телах качения. Имели место разрушения подшипников, вызванные развитием дефекта в виде полос. Проведенные исследования убедительно доказывают, что причиной появления дефектов является прохождение электрического тока через подшипники силовой турбины. Это подтверждается проведёнными микроисследованиями материала и расчётным объяснением частоты следования полос на беговых дорожках роликовых подшипников. Разрабатываются мероприятия по изоляции подшипников.

Газотурбинный двигатель, повреждение роторных подшипников, керамическое покрытие, гибридные подшипники.

В настоящее время наземные газотурбинные двигатели нашли широкое применение в качестве приводов различных устройств, таких как газовые компрессоры для транспортировки и нагнетания природного газа, генераторы электрического тока, привода буровых установок и т.д.

К ГТД предъявляются ряд требований, существенно отличающихся в каждом конкретном случае. Требования обусловлены особенностями работы в составе установки (характер нагрузки, пиковые и нагрузочные характеристики и т.п.), а также особенностями эксплуатации (наличие большого коли-

чества абразивных частиц в цикловом воздухе, климатические особенности).

В данной статье речь идёт об особенностях двигателей приводов, выполненных по схеме со свободной турбиной. Рассматриваются двигатели семейства НК, работающие в составе газотурбинной электростанции: НК-16СТ и НК-37СТ.

Свободные турбины двигателей НК-16СТ и НК-37СТ конструктивно выполнены в виде отдельных модулей, имеющих собственные рамы и стыкующихся с газогенераторами болтовыми соединениями.

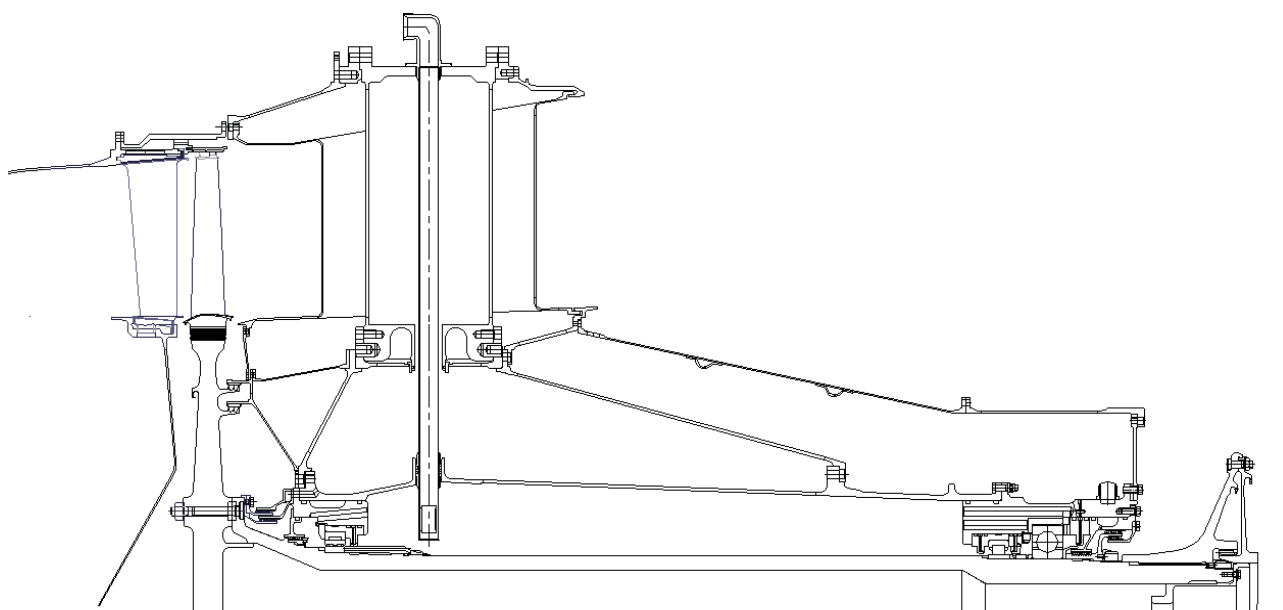


Рис. 1. Свободная турбина НК-16СТ

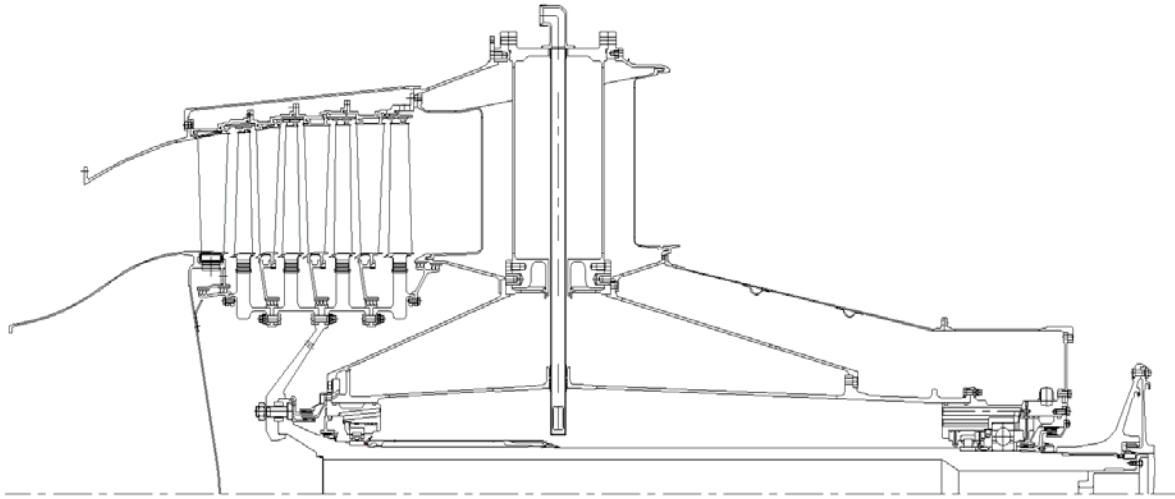


Рис. 2. Свободная турбина НК-37СТ

Турбина НК-16 СТ (рис. 1) состоит из 3 основных частей – статора, ротора и опоры турбины, выполненных в виде модулей. Турбина одноступенчатая. Номинальная мощность $P=16(18)$ МВт, частота вращения $n=5300$ об/мин

Турбина НК-37СТ (рис.2) четырёх-ступенчатая, также состоит из статора, ротора и опоры СТ, выполненных в виде модулей. Номинальная мощность $P=25$ МВт, частота вращения вала $n=3000$ об/мин.

Ротор турбины в каждом случае опирается на 3 подшипника: 2 радиальных и один радиально-упорный, причём радиально-упорный работает в связке с задним радиальным роликовым подшипником. Такая конструкция позволяет освободить шариковый радиально-упорный подшипник от радиальной нагрузки. Расчётная долговечность подшипников составляет 25000 часов (межремонтный ресурс двигателя). Работоспособность данной схемы подтверждена многолетней эксплуатацией двигателей НК-16СТ и НК-36СТ в составе ГПА.

В 2009 году при проведении ремонта двигателей НК-16СТ и НК-37СТ на подшипниках свободной турбины были обнаружены множественные дефекты. Вид дефектов подшипников НК-37СТ представлен на рис. 3-6.



Рис. 3. Наружная обойма переднего РП (НК-37СТ)



Рис. 4. Ролики (НК-37СТ)



Рис. 5. Наружная обойма заднего РП (НК-37СТ)



Рис. 6. Беговая дорожка шарикового подшипника (НК-37СТ)



Рис. 10. Шарики (НК-16СТ)

Вид дефектов на подшипниках свободных турбин НК-16СТ представлен на рис. 7-10.

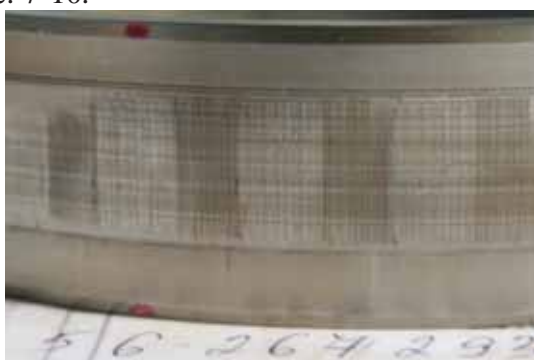


Рис. 7. Внутренняя обойма переднего РП (НК-16СТ)

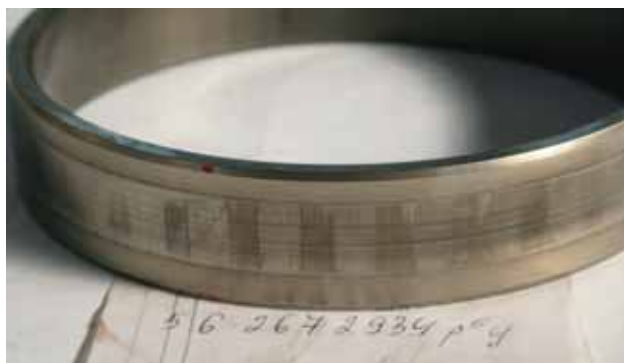


Рис. 8. Внутренняя обойма переднего РП (НК-16СТ)



Рис. 9. Ролики (НК-16СТ)

Обнаружены следующие дефекты: поперечные полосы на беговых дорожках и роликах, потемнение шариков, матовый цвет беговых дорожек, потемнение шаров, серповидные отпечатки на полуобоймах упорных подшипников, потемнение смазки.

Имело место разрушение переднего роликового подшипника на одном из двигателей.

Поскольку ранее с подобными дефектами наше предприятие не сталкивалось, были проведены работы по исследованию причин дефекта и предложены мероприятия для его устранения. Для выяснения причин появления полос на обоймах подшипников и роликах, а также понимания характера дефекта были проведены следующие исследования:

1. Исследование опыта ведущих зарубежных и отечественных подшипниковых фирм по выявлению подобных дефектов.
2. Обмеры элементов повреждённых подшипников на измерительной машине.
3. Металлургические исследования.
4. Расчётные гипотезы.

Удалось установить, что SKF, NSK и другие ведущие зарубежные и отечественные подшипниковые фирмы в качестве возможной причины появления полос на беговых дорожках называют прохождение электрического тока через подшипники. Поскольку дефекты отмечены на машинах, работающих в качестве приводов турбогенераторов, эта версия была принята в качестве основной.

Процесс повреждения выглядит следующим образом: тепло, образующееся

при электрических разрядах, вызывает местное плавление металла, это вызывает маленькие эрозионные изъявления и изменения в структуре металла. В результате этих небольших повреждений на беговых дорожках и элементах качения образуется своего рода «стиральная доска» (износ роликовых подшипников). Износ – это уже вторичное повреждение, вызываемое динамическим воздействием элементов качения при перекачивании по эрозионным дефектным местам. Разряды тока вызывают также изменение состава смазки в подшипниках, быстрое ухудшение её качества и преждевременную потерю смазочных свойств. С началом воздействия электрического тока повышается уровень шума, снижается эффективность смазки, повышается выделение тепла, возможно появление чрезмерных вибраций. Эти факторы способствуют снижению ресурса подшипника.

Проведённые исследования дали дополнительную информацию.

Обмеры на координатно-измерительной машине показали, что глубина износа находится в пределах 0,032...0,2 мм и максимумы износа приходятся на определённый сектор беговой дорожки на дуге примерно 120°. Пример обмеренной дефектной обоймы приведен на рис. 11.

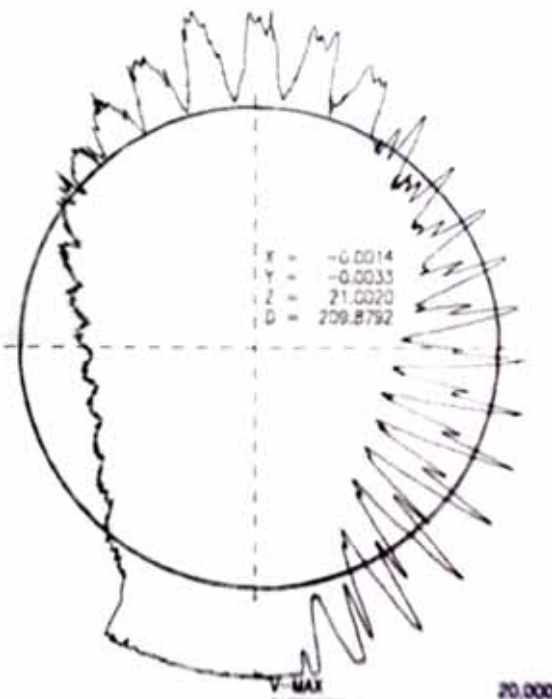


Рис. 11. Обмер беговой дорожки на КИМ

Поскольку характер поврежденной поверхности имеет схожий вид с поверхностью после электроэрозионной обработки, то поскольку при электроэрозионной обработке на поверхности обрабатываемой детали имеется изменённый дефектный слой, была предпринята попытка найти изменённый слой на поверхностях беговых дорожек и роликах в зоне дефектов, для чего было проведено микроисследование материала колец и роликов.

Вид микроструктуры материала приведен на рис. 12.

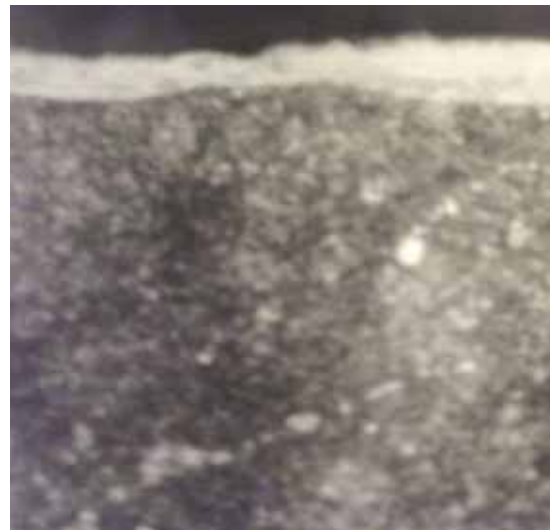


Рис. 12. Вид структуры материала в зоне проявления дефектов

Искомый дефектный слой был найден (на рисунке это светлая полоса на поверхности).

Таким образом, гипотеза о повреждении подшипников током получила подтверждение.

Также расчётным путём была обнаружена взаимосвязь между геометрическими параметрами подшипника (диаметры беговых дорожек) и условиями его работы (частота вращения ротора силовой турбины НК-37 составляет 50Гц) с частотой следования полос на беговых дорожках, что ещё раз подтвердило правильность гипотезы о повреждении током, предположительно возникающем на приводимом турбогенераторе.

Для устранения дефектов были предложены следующие мероприятия:

1. Устранение первоисточника тока.
2. Устранение проводимости в системе генератор-модуль СТ.
3. Создание «обходных путей» для

стекания индуцированных токов.

4. Изоляция подшипников.

Первые два мероприятия предполагают устранение утечек тока с турбогенератора по системе ротор генератора - трансмиссия (редуктор) - ротор СТ. Данные мероприятия дорогостоящие и трудоёмкие, например, устранение паразитных токов и утечек по ротору турбогенератора влечёт значительную переделку всего генератора, а постановка изоляции в трансмиссию потребует коренной переделки всей трансмиссии.

Третье мероприятие было предложено одним из первых и заключалось в заземлении рамы СТ. Эффективность данного мероприятия пока не оценена в полной мере.

Наиболее эффективным и в то же время дешёвым предполагается мероприятие по изоляции подшипников. В частности, SKF предлагает для этих целей два основных направления:

- использование изоляции за счёт напыления на обоймы изолирующего керамического материала;

- использование гибридных подшипников с керамическими телами качения.

По первому направлению предполагается использовать напыление диоксида циркония, диоксида кремния или оксида алюминия на наружную и внутреннюю обоймы, причём напыление будет осущест-

вляться на серийные подшипники СПЗ специалистами ОАО «Кузнецов» на имеющемся оборудовании для плазменного напыления. В настоящее время мы занимаемся исследованиями в этом направлении. Предварительная проработка напыления оксида кремния показала его недостаточную стойкость на обоймах подшипника. Продолжает отрабатываться технология нанесения, состав и толщина покрытия. Предполагается проверка подшипников с напылением на установках и в составе изделия. Как альтернатива рассматривается возможность приобретения у SKF гибридных подшипников в случае возникновения непреодолимых трудностей с напылением.

Таким образом, изоляция подшипника даёт следующие эффекты:

- в одном решении осуществление двух функций:

- подшипника;

- изоляции от воздействия электрического тока;

- реальное устранение преждевременных поломок подшипника, вызываемых паразитными электрическими токами;

- увеличение ресурса машины;

- снижение эксплуатационных расходов;

- экономическое решение в сравнении с другими решениями по изоляции токов.

GAS TURBINE ENGINE ROTOR BEARINGS ELECTRICAL CURRENT DAMAGE ON THE BASE OF NK-FAMILY ENGINES FOR ELECTRICAL GENERATOR DRIVE

© 2011 S. V. Nazdrachev

JSC «KUZNETSOV», Samara

Electrical current damage is a problem known for a long time. But until now we have never met this problem in our gas turbine engines. The article deals with our experience in diagnostic of this event and solution of bearing protection problem and measures of dielectric resistance increase by means of bearing ceramic coating and the use of hybrid bearings.

Gas turbine engine, rotor bearings current damage, bearing ceramic coating, dielectric resistance, hybrid bearings.

Информация об авторах

Наздрачёв Сергей Владимирович, инженер-конструктор ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара. Тел.: 8927-768-98-72, E-mail: kovbawood@rambler.ru. Область научных интересов: конструкция и надёжность газотурбинных двигателей.

Nazdrachev Sergey Vladimirovich, design engineer, JSC «KUZNETSOV», Samara. Phone: 8927-768-98-72. E-mail: Kovbawood@rambler.ru. Area of research: design and reliability of gas turbine engines.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ С РЕЛАКСАЦИОННЫМ ГИСТЕРЕЗИСНЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ

© 2011 Ф. М. Шакиров

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

Приведены результаты исследований колебательной системы с гистерезисным демпфированием и виброзащитным устройством при помощи модели Пойнтинга-Томпсона.

Вибрация, релаксационное гистерезисное демпфирование, оптимизация.

Исследования энергодиссипационных характеристик конструкционных и эластомерных материалов [1,2] показывают, что свойство внутреннего трения во многих из них (а в некоторых случаях и внешнего сухого трения) может быть описано с помощью вязкого демпфера, у которого коэффициент вязкого демпфирования d изменяется обратно пропорционально частоте возмущающего сигнала ω : $d = k/\omega$, где k – коэффициент гистерезисного демпфирования. Демпферная сила в этом случае пропорциональна относительному перемещению, но находится в фазе с относительной скоростью через демпфер. А рассеянная за цикл колебаний энергия независима от частоты колебаний, в отличие от вязкого демпфирования, диссипированная энергия при котором линейно зависит от ω .

Виброзащитное устройство (ВЗУ) в форме модели Пойнтинга–Томпсона (иначе – Зенера) с гистерезисным типом демпфирования может служить для описания свойств, находящихся в условиях гармонического вибровозмущения составных подвесок в виде комбинации элемента из сплошного материала (эластомерного или конструкционного) и параллельного ему упругого элемента.

Схема колебательной системы (КС) с гистерезисным демпфированием и ВЗУ в форме модели Пойнтинга-Томпсона дана на рис. 1. Допущения математической модели: масса основания значительно больше массы объекта и обе недеформируемые; объект является точечной массой, а КС имеет сосредоточенные параметры; элементы связи объекта с основанием обладают пренебрежимо

малой массой; упругий и диссипативный элементы линейны; колебания являются установившимися однонаправленными.

Движение КС описывается системами уравнений:

для кинематического возмущения (рис. 1,а) –

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_2(t) + c_1[x_2(t) - x_1(t)] + c[x_2(t) - x_3(t)] &= 0 \\ \omega c[x_2(t) - x_3(t)] &= k[\dot{x}_3(t) - \dot{x}_1(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

для силового возмущения (рис. 1,б) –

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_2(t) + c_1x_2(t) + c[x_2(t) - x_3(t)] &= F(t) \\ \omega c[x_2(t) - x_3(t)] &= k\dot{x}_3(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где m – масса защищаемого объекта; c , c_1 – соответственно релаксационная и статическая жесткости; $x_1(t)$, $\dot{x}_1(t)$ – перемещение основания и его скорость; $x_2(t)$, $\ddot{x}_2(t)$ – перемещение и ускорение объекта; $x_3(t)$, $\dot{x}_3(t)$ – перемещение связи между упругим и диссипативным элементами и ее скорость, $F(t)$ – внешняя сила, t – время.

Из передаточных функций (ПФ) и связанных с ними частотных характеристик [3], которые можно получить на основании систем уравнений (1) и (2), рассмотрим наиболее часто используемые для оценки прочности и структурной целостности объекта основания и их связи. При кинематическом возмущении это следующие ПФ: $W_A(s)$ – по абсолютному и $W_R(s)$ – по относительному параметру (перемещение, скорость, ускорение); здесь s – комплексная величина, отражающая применение процедуры преобразования Лапласа. В случае силового возмущения: $W_{II}(s)$ – по перемещению; $W_{СК}(s)$ – по скорости; $W_{УС}(s)$ – по ускорению.

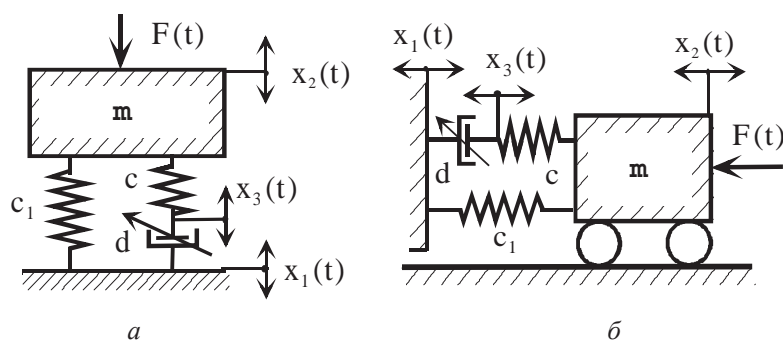


Рис. 1. Схема КС с гистерезисным демпфированием и ВЗУ в форме модели Пойнтинга-Томсона (Зенера) при различных направлениях осцилляции: а - вертикальной, б - горизонтальной

Указанные ПФ, модули и аргументы частотных ПФ приведены в табл. 1. Здесь μ - коэффициент передачи, ν - коэффициент динамического усиления, $\eta = \omega/\omega_0$ - безразмерная частота возмущения,

$$A = \frac{2\bar{\xi}}{N\omega_0^3} s^3 + \frac{1}{\omega_0^2} s^2 + \frac{N+1}{N} \cdot \frac{2\bar{\xi}}{\omega_0} s + 1;$$

$$B = (1-\eta^2)^2 + \left[\zeta (N+1-\eta^2) / N \right]^2;$$

φ - угол сдвига фаз; $\omega_0 = (c_1/m)^{0.5}$ - собственная частота недемпфированной КС; $N = c/c_1$ - безразмерная жесткость; $\bar{\xi} = \zeta / 2\eta$ - частотно-зависимый безразмерный коэффициент демпфирования; $\zeta = k/c_1$ - коэффициент потерь; индексы частотных функций соответствуют индексам ПФ. Графики АЧХ по табл. 1 представлены на рис. 2.

Выражения резонансных значений модулей частотных ПФ и соответствующих им безразмерных резонансных частот в функции коэффициента потерь ζ и безразмерной жесткости N представлены в табл. 2. Графики указанных функций приведены на рис. 3...6.

Аналитические выражения оптимальных величин коэффициента потерь ζ_{opt} , которые обеспечивают соблюдение условий минимаксов АЧХ, получаются подстановкой в выражение резонансной частоты η_p по табл. 2 частотной координаты инвариантной точки. Координата определяется из условия равенства ординат предельных резонансов АЧХ.

Выражения координат инвариантных точек и оптимальных значений коэффициента потерь как функций безразмерной жесткости представлены в табл. 3 для рассмотренных выше модулей частотных ПФ. Графическая иллюстрация указанных функций приведена на рис. 7.

Объем публикации не позволяет привести полный анализ представленного аналитического и графического материала. Поэтому ограничимся лишь формулировкой выводов на его основе.

Поведение КС с ВЗУ в форме модели Пойнтинга-Томпсона (Зенера) и гистерезисным демпфированием во многом похоже на поведение КС с вязким демпфированием и тем же видом ВЗУ, но имеет и явные отличия. Так, для рассмотренных АЧХ характерно:

1) при нулевом ($\zeta = 0$) и бесконечном ($\zeta = \infty$) гистерезисном демпфировании АЧХ имеют предельные положения, через точку пересечения которых - инвариантную точку - проходят линии АЧХ при конечных уровнях демпфирования ($0 < \zeta < \infty$) - рис.2. Предельный резонанс при $\zeta = 0$ локализован на недемпфированной собственной частоте ω_0 , второй (при $\zeta = \infty$) - на частоте $\omega_\infty = \omega_0(1+N)^{0.5}$. Обе резонансные кривые по виду идентичны резонансной кривой консервативной КС;

2) с ростом уровня гистерезисного демпфирования в системе максимумы АЧХ вначале снижаются, проходят через минимум, совпадающий с инвариантной точкой и зависящий только от величины безразмерной жесткости N , а затем возрастают (рис.2...7). Безразмерные резонансные частоты при этом только возрастают (в отличие от случая вязкого демпфирования) от $\eta_p = 1$ при $\zeta = 0$ до $\eta_p = (1+N)^{0.5}$ при $\zeta = \infty$;

3) инвариантные точки АЧХ при гистерезисном демпфировании совпадают с инвариантными точками аналогичных АЧХ при вязком демпфировании в пределах одной и той же по структуре КС (рис. 7,а);

Таблица 1. Параметры передаточных функций

Нагружение	Передаточная функция $W(s)$	Модуль частотной ПФ (АЧХ): $\mu(\eta), \nu(\eta)$	Аргумент частотной ПФ (ФЧХ): $\varphi(\eta)$
Кинематическое	$W_A(s) = \frac{N+1 \cdot \frac{2\xi}{\omega_0} s + 1}{A}$	$\mu_A(\eta) = \sqrt{\frac{1 + \left[\frac{\zeta(N+1)}{N}\right]^2}{B}}$	$\varphi_A(\eta) = \begin{cases} -\arctg(\zeta\eta^2/Q), & \text{при } Q \geq 0 \\ -\pi - \arctg(\zeta\eta^2/Q), & \text{при } Q < 0 \end{cases}$ где $Q = 1 - \eta^2 + \zeta^2(N+1)(N+1 - \eta^2)/N^2$
	$W_R(s) = \frac{-\frac{2\xi}{N\omega_0^3} s^3 - \frac{1}{\omega_0^2} s^2}{A}$	$\mu_R(\eta) = \sqrt{\frac{\eta^4 + \left(\frac{\zeta\eta^2}{N}\right)^2}{B}}$	$\varphi_R(\eta) = \begin{cases} -\arctg(\zeta/Q), & \text{при } Q \geq 0 \\ -\pi - \arctg(\zeta/Q), & \text{при } Q < 0, \end{cases}$ где $Q = 1 - \eta^2 + \zeta^2(N+1 - \eta^2)/N^2$
Силовое	$W_{II}(s) = \frac{\frac{2\xi}{N\omega_0} s + 1}{A}$	$\nu_{II}(\eta) = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\zeta}{N}\right)^2}{B}}$	$\varphi_{II}(\eta) = \begin{cases} -\arctg(\zeta/Q), & \text{при } Q \geq 0 \\ -\pi - \arctg(\zeta/Q), & \text{при } Q < 0, \end{cases}$ где $Q = 1 - \eta^2 + \zeta^2(N+1 - \eta^2)/N^2$
	$W_{CK}(s) = \frac{\frac{2\xi}{N\omega_0^3} s^2 + \frac{1}{\omega_0} s}{A}$	$\nu_{CK}(\eta) = \sqrt{\frac{\eta^2 + \left(\frac{\zeta\eta}{N}\right)^2}{B}}$	$\varphi_{CK}(\eta) = -2\pi + \arctg \frac{1 - \eta^2 + \zeta(N+1 - \eta^2)/N^2}{\zeta}$
	$W_{VC}(s) = \frac{\frac{2\xi}{N\omega_0^3} s^3 + \frac{1}{\omega_0^2} s^2}{A}$	$\nu_{VC}(\eta) = \sqrt{\frac{\eta^4 + \left(\frac{\zeta\eta^2}{N}\right)^2}{B}}$	$\varphi_{VC}(\eta) = \begin{cases} -\pi - \arctg(\zeta/Q), & \text{при } Q \geq 0 \\ -2\pi - \arctg(\zeta/Q), & \text{при } Q < 0, \end{cases}$ где $Q = 1 - \eta^2 + \zeta^2(N+1 - \eta^2)/N^2$

Таблица 2. Выражения резонансных значений передаточных функций

Резонансное значение модуля частотной ПФ: μ_p, ν_p	Безразмерная резонансная частота: η_p
$\mu_{Ap} = \sqrt{[N^2 + (N+1)^2\zeta^2](N^2 + \zeta^2)/N^4\zeta^2}$	$\sqrt{\frac{N^2 + (N+1)\zeta^2}{N^2 + \zeta^2}}$
$\mu_{Rp} = \sqrt{[N^2 + (N+1)^2\zeta^2](N^2 + \zeta^2)/N^4\zeta^2}$	$\sqrt{\frac{N^2 + (N+1)^2\zeta^2}{N^2 + (N+1)\zeta^2}}$
$\nu_{Ip} = (N^2 + \zeta^2)/N^2\zeta$	$\sqrt{\frac{N^2 + (N+1)\zeta^2}{N^2 + \zeta^2}}$
$\nu_{Ckp} = \sqrt{\frac{0,5(N^2 + \zeta^2)}{[N^2 + (N+1)^2\zeta^2](N^2 + \zeta^2) - N^2 - (N+1)\zeta^2}}$	$\sqrt[4]{\frac{N^2 + (N+1)^2\zeta^2}{N^2 + \zeta^2}}$
$\nu_{Vcp} = \sqrt{[N^2 + (N+1)^2\zeta^2](N^2 + \zeta^2)/N^4\zeta^2}$	$\sqrt{\frac{N^2 + (N+1)^2\zeta^2}{N^2 + (N+1)\zeta^2}}$

Таблица 3. Выражения координат инвариантных точек и оптимальных значений коэффициента потерь

АЧХ	Координаты инвариантных точек		Оптимальный коэффициент потерь $\zeta_{опт}$
	$\eta_{ин}(N)$	$W_{ин}(N)$	
μ, ν_c	$\sqrt{2(N+1)/(N+2)}$	$(N+2)/N$	$N/\sqrt{N+1}$
μ_{R}, ν_{VC}	$\sqrt{(N+2)/2}$	$(N+2)/N$	$N/\sqrt{N+1}$
ν_{II}	$\sqrt{(N+2)/2}$	$2/N$	N
ν_{CK}	$\sqrt{(N+2)/2}$	$\sqrt{2(N+2)}/N$	$N\sqrt{(N+4)/(3N+4)}$

4) один из пары низко- и высокочастотных модулей всех рассмотренных частотных ПФ зависит от гистерезисного демпфирования, второй – нет (в отличие от случая

вязкого демпфирования), а темпы затухания низко- и высокочастотных колебаний равны соответствующим показателям консервативной КС (рис.2);

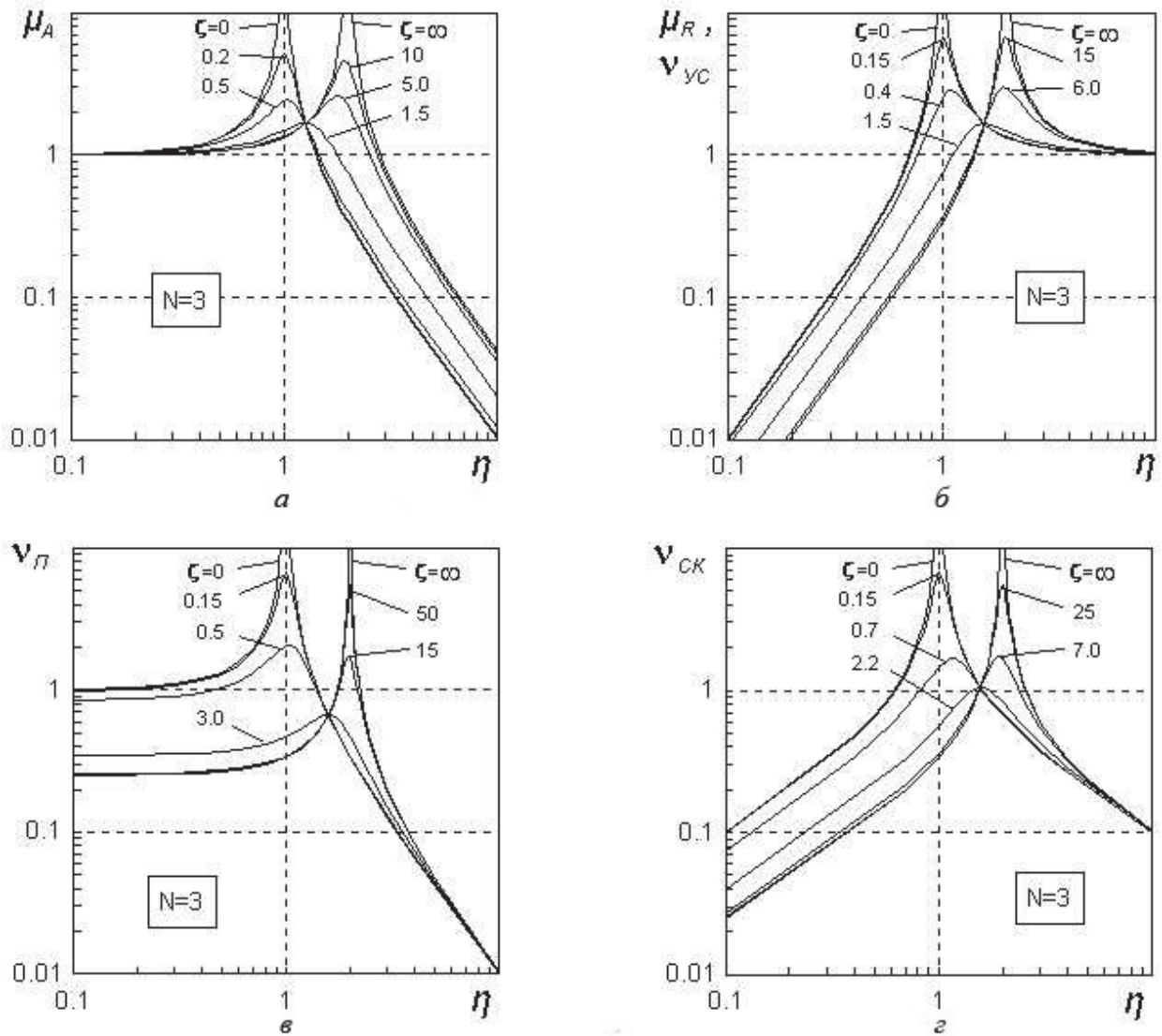


Рис.2. АЧХ по абсолютному (а) и относительному (б) параметрам (кинематическое возмущение), по перемещению (в), скорости (г) и ускорению (б) при силовом возмущении

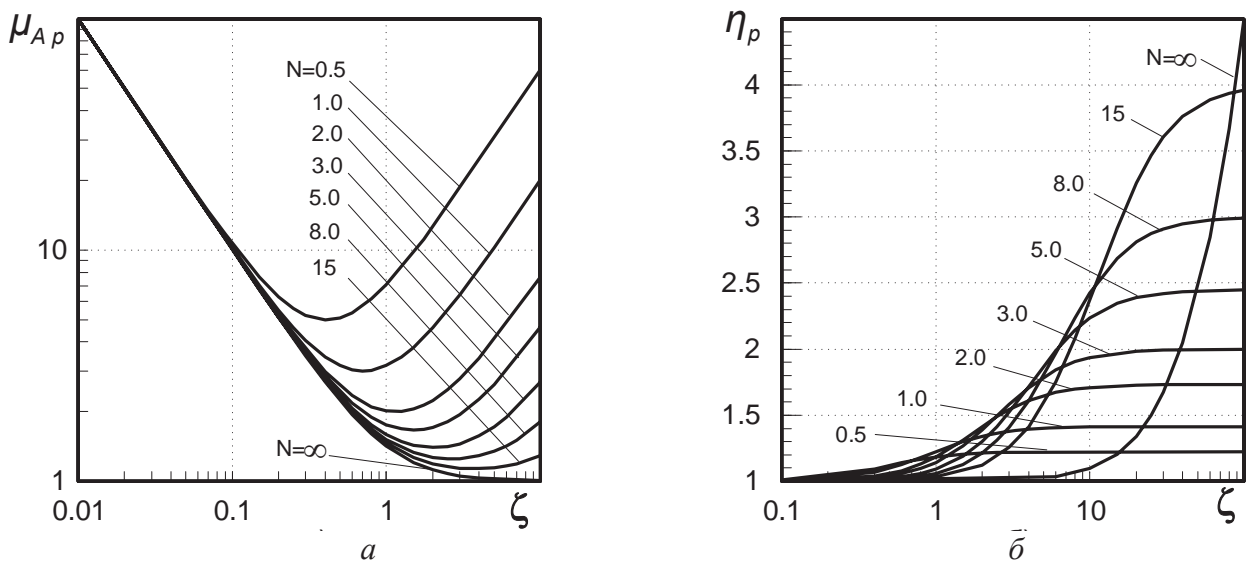


Рис.3. Резонансные характеристики по абсолютному параметру при кинематическом возмущении

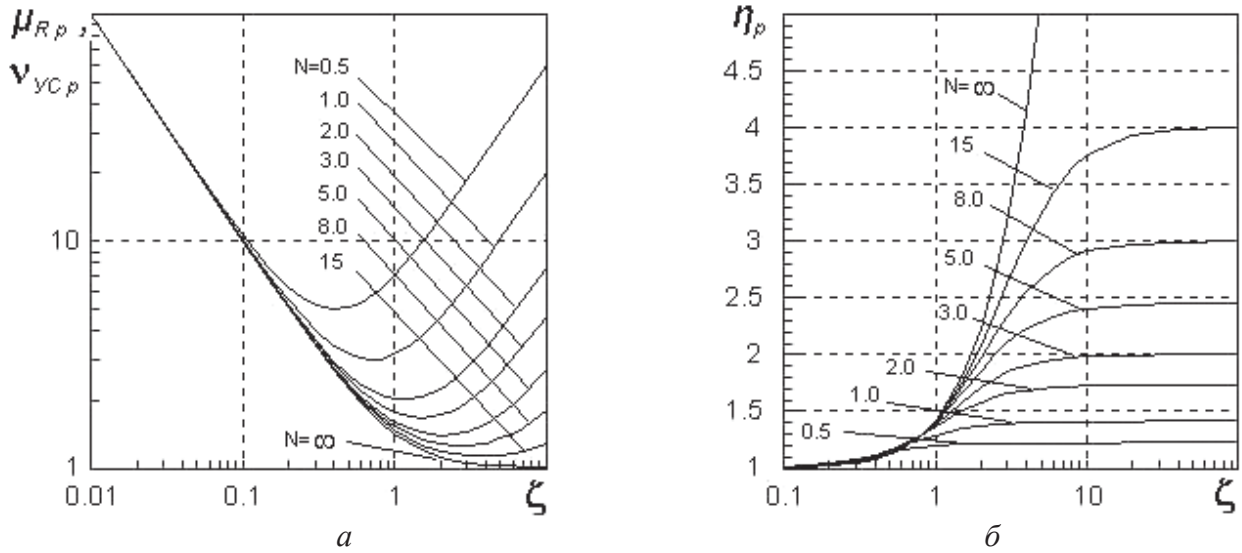


Рис.4. Резонансные характеристики по относительному параметру (кинематическое возмущение) и ускорению (силовое возмущение)

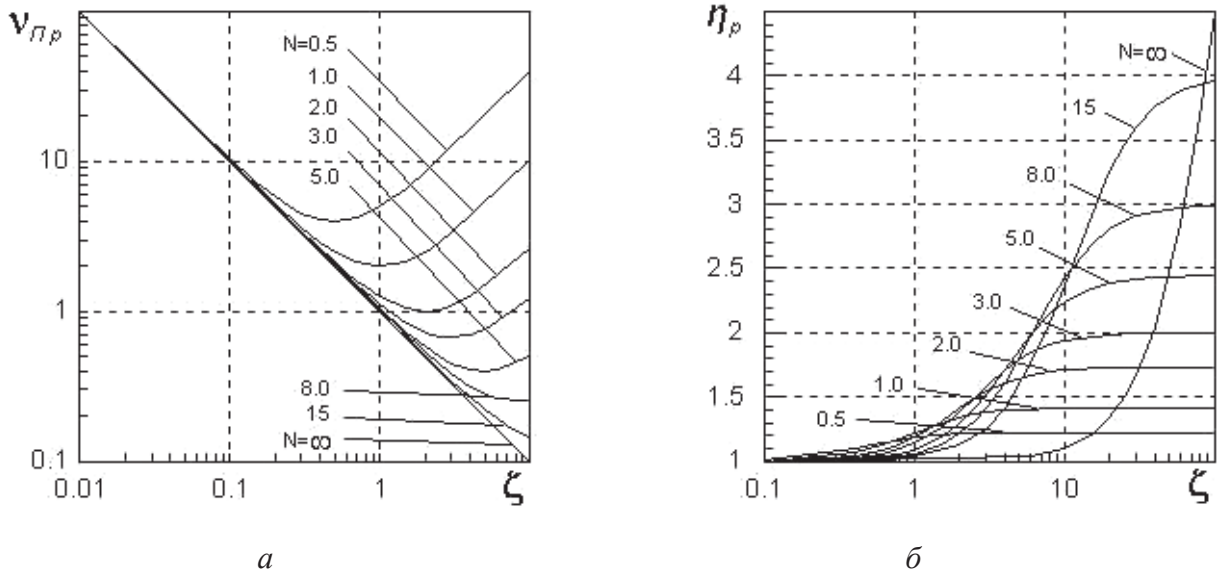


Рис.5. Резонансные характеристики по перемещению (силовое возмущение)

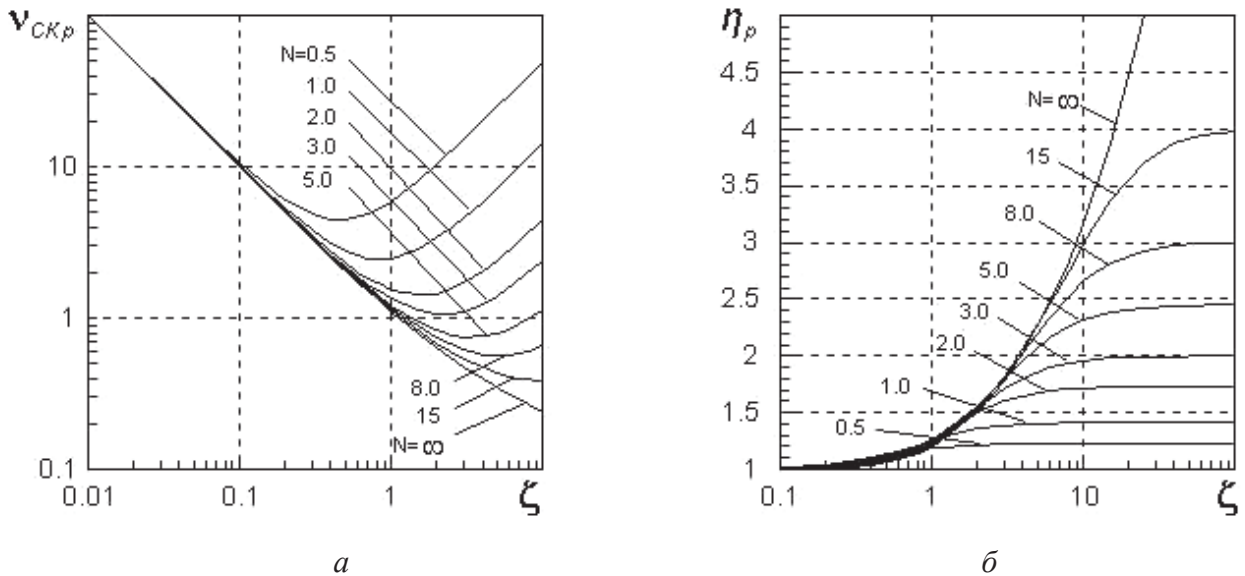


Рис.6. Резонансные характеристики по скорости (силовое возмущение)

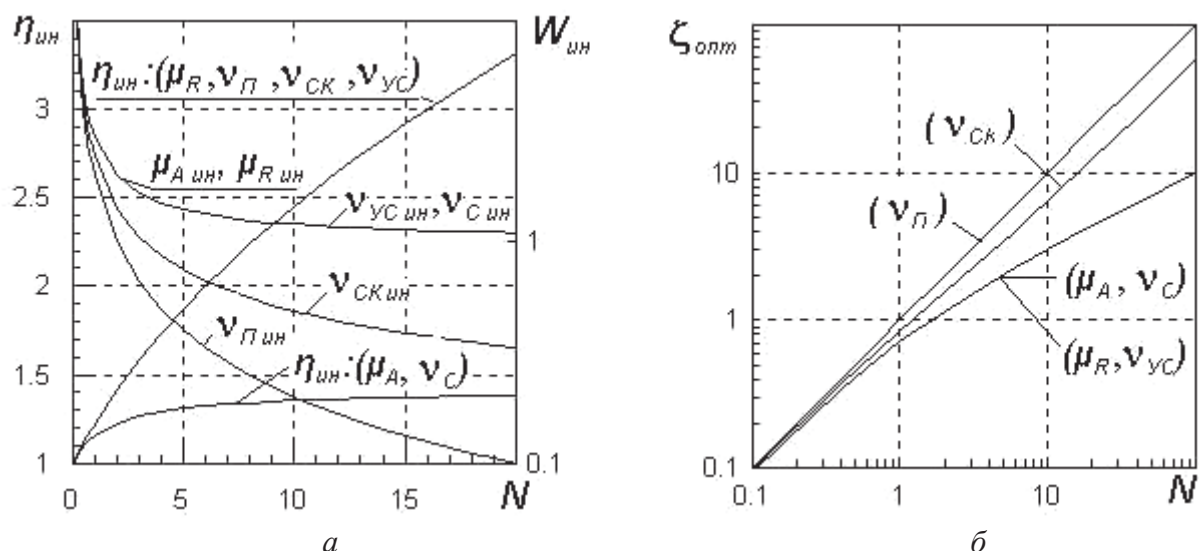


Рис.7. Координаты инвариантных точек (а) и оптимальные величины коэффициента потерь (б) в зависимости от параметра безразмерной жесткости

5) как и при вязком демпфировании, диапазоны низко- и высокочастотной виброизоляции являются функциями уровня демпфирования (параметра ζ) и безразмерной жесткости N (рис.2). Диапазоны виброизоляции в низкочастотной области не меньше, а в высокочастотной – не больше аналогичных диапазонов консервативной КС;

6) уровень гистерезисного демпфирования в КС можно оптимизировать при данном значении параметра N с целью достижения минимальной величины резонансного пика АЧХ – рис.3...7;

7) резонансные значения всех АЧХ мало чувствительны к изменению уровня демпфирования в окрестности оптимума ($\zeta_{опт}$) – рис.3...6;

8) при малых уровнях гистерезисного демпфирования ($\zeta < 0,2$) и величинах безразмерной жесткости $N > 1,0$ резонансные значения всех рассмотренных АЧХ очень близки (рис.3...6) и в пределах 10%-ой ошибки могут быть определены из выражения: $W_p(\zeta) \approx 1/\zeta$;

9) резонансные частоты функций $\mu_R(\eta)$, $\nu_{\Pi}(\eta)$, $\nu_{СК}(\eta)$, $\nu_{УС}(\eta)$ очень чувствительны к малым отклонениям гистерезисного демпфирования от оптимального значения ($\zeta_{опт}$), а резонансные частоты функций $\mu_A(\eta)$ и $\nu_C(\eta)$ - мало чувствительны (рис.3...6);

10) при малых величинах гистерезисного демпфирования ($\zeta < 0,1$) резонансные

частоты всех АЧХ приблизительно равны недемпфированной собственной частоте ω_0 для всех значений параметра N ;

11) одновременное обеспечение относительной устойчивости резонансных значений АЧХ и их резонансных частот к флуктуациям гистерезисного демпфирования в окрестности оптимальной величины ($\zeta_{опт}$) возможно для функций $\mu_A(\eta)$ и $\nu_C(\eta)$, тогда как для функций $\mu_R(\eta)$, $\nu_{\Pi}(\eta)$, $\nu_{СК}(\eta)$, $\nu_{УС}(\eta)$ – нет (рис. 3...6).

При заданном параметре ω_0 , величина которого обычно зависит от статической осадки КС, выбор значений параметров ζ и N для рассматриваемой модели может иметь или не иметь компромиссного характера в зависимости от того, модуль какой частотной передаточной функции является при этом приоритетным.

Библиографический список

1. Писаренко, Г.С. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов [Текст]: справочник / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев: Наукова Думка, 1971. – 375 с.
2. Чегодаев, Д.Е. Демпфирование [Текст] / Д.Е. Чегодаев, Ю.К. Пономарев. – Самара: СГАУ, 1997. – 334 с.
3. Динамические свойства линейных виброзащитных систем [Текст] / отв. ред. К.В. Фролов. – М.: Наука, 1982. – 208 с.

**MODELING OF DYNAMICS OF SYSTEM
WITH RELAXATION HYSTERETIC DAMPING**

© 2011 F. M. Shakirov

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

The paper describes a hysteretic relaxation damping model and results of the study on its basis of dynamics of system.

Vibration, relaxation hysteretic damping, optimization.

Информация об авторах

Шакиров Фарид Мигдетович, кандидат технических наук, доцент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 334-47-77. Область научных интересов: динамика виброзащитных систем с конструкционным демпфированием.

Shakirov Farid Migdetovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 334-47-77. Area of research: dynamic of system, Vibration, relaxation hysteretic damping.

СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ С РЕЛАКСАЦИОННЫМ ВЯЗКИМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ

© 2011 Ф. М. Шакиров

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

Рассмотрена динамика свободного движения механической колебательной системы, у которой масса вывешена над основанием с помощью подвески в виде реологической модели Пойнтинга-Томсона.

Свободные колебания, релаксационное демпфирование, вязкое демпфирование.

Рассмотрим динамику свободного движения механической колебательной системы, у которой масса вывешена над основанием с помощью подвески в виде реологической модели Пойнтинга-Томсона (так называемой «Зенера») (рис.1).

В дальнейших рассуждениях будем полагать, что масса основания значительно превышает массу объекта и обе они недеформируемые; объект является точечной массой, а колебательная система имеет сосредоточенные параметры; элементы связи объекта с основанием обладают пренебрежимо малой массой; диссипативный элемент является демпфером вязкого трения, упругие элементы – линейные.

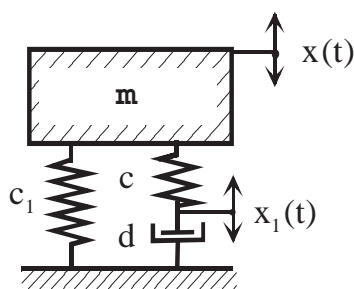


Рис.1. Схема колебательной системы с упруговязкой подвеской в виде модели Пойнтинга-Томсона («Зенера»)

Свободные колебания рассматриваемого объекта описываются системой уравнений

$$\begin{cases} m\ddot{x}(t) + c_1x(t) + c[x(t) - x_1(t)] = 0 \\ c[x(t) - x_1(t)] = d\dot{x}_1(t), \end{cases} \quad (1)$$

преобразуемой к дифференциальному уравнению третьей степени:

$$\frac{m d}{c} \ddot{\dot{x}}(t) + m \ddot{x}(t) + d \frac{c + c_1}{c} \dot{x}(t) + c_1 x(t) = 0 \quad (2)$$

Здесь m – масса объекта; d – коэффициент вязкого демпфирования; c, c_1 – соответственно коэффициенты жесткости релаксационного и несущего упругих элементов; $x(t), x_1(t)$ – смещение объекта и элемента связи релаксационной пружины с демпфером из равновесного положения, соответственно; $\dot{x}(t), \dot{x}_1(t), \ddot{x}(t)$ – первая, вторая и третья производные по времени от функции $x(t)$; $\dot{x}_1(t)$ – производная по времени от функции $x_1(t)$.

Введя параметры соотношения жесткостей $N=c/c_1$, собственной частоты $\omega_0^2=c_1/m$ и безразмерного коэффициента вязкого демпфирования $\xi=0.5d/(mc_1)^{0.5}$, представим уравнение (2) в следующем виде

$$\ddot{\dot{x}}(t) + \frac{N \omega_0}{2\xi} \ddot{x}(t) + (1 + N) \omega_0^2 \dot{x}(t) + \frac{N \omega_0^3}{2\xi} x(t) = 0. \quad (3)$$

Уравнение (3) с начальными условиями $x(0)=x_0, \dot{x}(0)=\dot{x}_0, \ddot{x}(0)=\ddot{x}_0$ составляет задачу Коши – математическую модель свободных колебаний представленной выше системы. Применив к уравнению (3) преобразование Лапласа [1], получим во множестве преобразований уравнение:

$$\begin{aligned} \left[s^3 + \frac{N\omega_0}{2\xi} s^2 + (1+N)\omega_0^2 s + \frac{N\omega_0^3}{2\xi} \right] \tilde{x}(s) = \\ = \left[s^2 + \frac{N\omega_0}{2\xi} s + (1+N)\omega_0^2 \right] x_0 + \\ + \left(s + \frac{N\omega_0}{2\xi} \right) \dot{x}_0 + \ddot{x}_0, \end{aligned} \quad (4)$$

где $\tilde{x}(s)$ – изображение функции $x(t)$. Характер свободных колебаний рассматриваемой механической системы зависит от вида корней характеристического уравнения:

$$s^3 + \frac{N\omega_0}{2\xi}s^2 + (1+N)\omega_0^2s + \frac{N\omega_0^3}{2\xi} = 0. \quad (5)$$

Дискриминант D кубического уравнения (5) равен [2]:

$$D = \frac{\omega_0^6}{27(2\xi)^4} [16(1+N)^3\xi^4 - (N^2 + 20N - 8)\xi^2N^2 + N^4]. \quad (6)$$

Из выражения (6) видно, что знак дискриминанта определяется знаком многочлена:

$$16(1+N)^3\xi^4 - (N^2 + 20N - 8)\xi^2N^2 + N^4, \quad (7)$$

из равенства нулю которого определим значения параметра ξ , обращающие многочлен (7) в ноль:

$$\xi_{1,2}^2 = \frac{N^2(N^2 + 20N - 8) \pm N^2(N - 8)\sqrt{N(N - 8)}}{32(1+N)^3}. \quad (8)$$

Анализ выражений (6) и (8) позволяет выявить виды корней уравнения (5). Последние, в свою очередь, определяют варианты поведения рассматриваемой колебательной системы при свободном движении в зависимости от уровня демпфирования в ней:

I. $N < 8$, то есть жесткость релаксационной пружины меньше восьмикратной жесткости несущей пружины ($c < 8c_1$).

В этом случае дискриминант $D > 0$ при любой величине параметра ξ , а уравнение (5) имеет один действительный и два комплексно сопряженных корня [2]:

$$s_k = y_k - r/3,$$

$$\text{где } k = 1, 2, 3;$$

$$y_1 = u + v;$$

$$y_2 = -0,5(u + v) + 0,5 \cdot 3^{0,5}(u - v) i;$$

$$y_3 = -0,5(u + v) - 0,5 \cdot 3^{0,5}(u - v) i;$$

$$u = \sqrt[3]{-0,5q + \sqrt{D}}; \quad v = \sqrt[3]{-0,5q - \sqrt{D}};$$

$$q = N\omega_0^3 [18(2-N)\xi^2 + N^2] / 108\xi^3;$$

$$r = N\omega_0 / 2\xi.$$

Следовательно, при любом уровне вязкого демпфирования рассматриваемая система совершает монотонно затухающие колебания в соответствии с зависимостью $x(t) = A_1 e^{\alpha_1 t} + e^{\alpha_2 t} [B_1 \sin(\beta t) + C_1 \cos(\beta t)]$, (9) где

$$\alpha_1 = s_1 = u + v - r/3,$$

$$\alpha_2 = \text{Re} [s_2] = \text{Re} [s_3] = -0,5(u + v) - r/3,$$

$$\beta = \text{Im} [s_2] = \text{Im} [s_3] = 0,5 \cdot 3^{0,5} \cdot (u - v);$$

A_1, B_1, C_1 – постоянные, зависящие от начальных условий и параметров системы:

$$A_1 = \frac{\mathbb{M}_0 - 2\alpha_2 \mathbb{M}_0 + (\alpha_2^2 + \beta^2)x_0}{(\alpha_1 - \alpha_2)^2 + \beta^2},$$

$$B_1 = \frac{(\alpha_2 - \alpha_1)[\mathbb{M}_0 - (\alpha_1 + \alpha_2)\mathbb{M}_0 + \alpha_1\alpha_2 x_0] + \beta^2(\mathbb{M}_0 - \alpha_1 x_0)}{\beta[(\alpha_1 - \alpha_2)^2 + \beta^2]},$$

$$C_1 = \frac{\alpha_1(\alpha_1 - 2\alpha_2)x_0 + 2\alpha_2 \mathbb{M}_0 - \mathbb{M}_0}{(\alpha_1 - \alpha_2)^2 + \beta^2}.$$

Первый член выражения (9) описывает аperiodическое затухающее движение. Быстрота затухания зависит от величины $|\alpha_1|$, а параметр $|1/\alpha_1|$ представляет собой время, в течение которого первое слагаемое решения (9) уменьшается в e раз. Вторая составляющая выражения (9) описывает затухающие колебания того же типа, что и в колебательной системе с упруговязкой подвеской в виде модели Кельвина [3].

II. $N \geq 8$, то есть жесткость релаксационной пружины не меньше восьмикратной жесткости несущей пружины ($c \geq 8c_1$).

При этом возможны следующие случаи.

II.1. Дискриминант $D > 0$ при $\xi > \xi_1$ или $\xi < \xi_2$.

Уравнение (5) имеет те же решения, что и в варианте I, а колебательная система ведет себя соответствующим образом.

II.2.a. Дискриминант $D = 0$ при $\xi = \xi_1$ или $\xi = \xi_2$, но $\xi \neq 4/(27)^{0,5}$.

Уравнение (5) имеет один действительный корень и один двукратный действительный корень [2]:

$$s_1 = y_1 - r/3, \quad s_2 = s_3 = y_2 - r/3,$$

$$\text{где } y_1 = 2u_2; \quad y_2 = y_3 = -u_2; \quad u_2 = v_2 = \sqrt[3]{-0,5q}.$$

В динамическом отношении система находится в промежуточном состоянии на границе между колебательностью и аperiodичностью и совершает движение по закону: $x(t) = A_2 e^{s_1 t} + e^{s_2 t} (B_2 + C_2 t)$, (10) где зависящие от параметров системы и начальных условий константы A_2, B_2, C_2 имеют вид:

$$A_2 = [\mathbb{M}_0 - s_2(2\mathbb{M}_0 - s_2 x_0)] / (s_1 - s_2)^2,$$

$$B_2 = [-\mathbb{M}_0 + 2s_2 \mathbb{M}_0 + s_1(s_1 - 2s_2)x_0] / (s_1 - s_2)^2,$$

$$C_2 = [\mathbb{M}_0 - (s_1 + s_2)\mathbb{M}_0 + s_1 s_2 x_0] / (s_2 - s_1).$$

Второе слагаемое выражения (10) опи-

сывает движение того же типа, что и в колебательной системе с упруговязкой подвеской в виде модели Кельвина [4]. На это движение накладывается аperiодическое движение, описываемое первым слагаемым.

II.2.б. Дискриминант $D = 0$ при $N = 8$ и $\xi = 4/(27)^{0.5}$.

Уравнение (5) имеет один трехкратный действительный корень [2]:

$$s_1 = s_2 = s_3 = s = -r/3.$$

Колебательная система находится в точке границы перехода от колебательного к аperiодическому движению, а поведение системы описывается выражением:

$$x(t) = e^{st} (A_3 + B_3 t + C_3 t^2), \quad (11)$$

где константы A_3, B_3, C_3 зависят от параметров системы и начальных условий:

$$A_3 = x_0,$$

$$B_3 = \dot{x}_0 - s x_0,$$

$$C_3 = 0.5 \ddot{x}_0 - s \dot{x}_0 + 0.5 s^2 x_0.$$

III.3. Дискриминант $D > 0$ при

$$\xi_2 < \xi < \xi_1.$$

Уравнение (5) имеет три различных действительных корня [2]:

$$s_k = y_k - r/3,$$

где $k = 1, 2, 3$;

$$y_1 = 2\sqrt{-p/3} \cos(\varphi/3),$$

$$y_2 = 2\sqrt{-p/3} \cos[(\varphi + 2\pi)/3],$$

$$y_3 = 2\sqrt{-p/3} \cos[(\varphi + 4\pi)/3],$$

$$\varphi = \arccos(-q/2\rho),$$

$$\rho = -(p/3)^{1.5},$$

$$p = \omega_0^2 [12\xi^2(1+N) - N^2]/12\xi^2.$$

В этом случае система совершает аperiодическое движение по следующей зависимости:

$$x(t) = A_4 e^{s_1 t} + B_4 e^{s_2 t} + C_4 e^{s_3 t}, \quad (12)$$

где константы A_4, B_4, C_4 определяются параметрами системы и начальными условиями:

$$A_4 = [\ddot{x}_0 - (s_2 + s_3)\dot{x}_0 + s_2 s_3 x_0]/(s_1 - s_2)(s_1 - s_3),$$

$$B_4 = [\ddot{x}_0 - (s_1 + s_3)\dot{x}_0 + s_1 s_3 x_0]/(s_1 - s_2)(s_3 - s_2),$$

$$C_4 = [\ddot{x}_0 - (s_1 + s_2)\dot{x}_0 + s_1 s_2 x_0]/(s_1 - s_3)(s_2 - s_3).$$

Подводя итоги исследования динамического состояния рассматриваемой колебательной системы, можно отметить, что она обладает следующими существенными особенностями при своем свободном движении:

1) при величинах соотношения жесткостей упругих элементов из диапазона $c < 8c_1$ независимо от уровня вязкого демпфирования в системе ее свободное движение имеет характер монотонно затухающих колебаний;

2) при соотношении жесткостей упругих элементов $c \geq 8c_1$ система может совершать монотонно затухающие колебательные движения либо аperiодические движения или находиться на границе между колебательным и аperiодическим движением в зависимости от величины параметра ξ .

Существенным при этом является то, что граница перехода имеет двузначность (верхнюю и нижнюю составляющие) в отличие от случая колебательной системы с подвеской в виде упруговязкой модели Кельвина, когда граница перехода от колебательного движения к аperiодическому однозначна.

Рассматриваемая система при значениях параметра ξ , попадающих внутрь интервала, границы которого определяются с помощью выражения (8), совершает аperiодические движения. При значениях параметра ξ вне указанного интервала движения системы – колебательные с затуханием. А значения параметра ξ на концах упомянутого интервала обозначают границу перехода от одного вида движения к другому.

При $c = 8c_1$ интервал вырождается, а его границы сходятся в одну точку со значением $\xi_1 = \xi_2 = 4/27^{0.5}$.

Выявленные особенности динамического состояния рассматриваемой колебательной системы позволяют более адекватно (нежели при использовании модели на базе упруговязкой схемы Кельвина) прогнозировать поведение проектируемых механических объектов, а также рассчитывать траектории свободного движения в существующих конструкциях, в которых вывешенные массы вместе с их связями могут быть аппроксимированы представленной выше упруговязкой моделью.

Библиографический список

1. Бессекерский, В.А. Теория систем автоматического регулирования [Текст] / В.А. Бессекерский, Е.П. Попов. – М.: Наука, 1966. – 992 с.

2. Бронштейн, И.Н. Справочник по математике [Текст]: справочник / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М.: Наука, 1980. – 976 с.

3. Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара [Текст] / Я.Г. Пановко. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.

4. Болотник, Н.Н. Оптимизация амортизационных систем [Текст] / Н.Н. Болотник. – М.: Наука, 1983. – 257 с.

FREE VIBRATION OF RELAXATIONAL AND VISCOUS-DAMPED SYSTEM

© 2011 F. M. Shakirov

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

The paper describes a viscous relaxation damping model and results of the study on its basis of free vibration of system.

Free vibration, relaxation damping, viscous damping.

Информация об авторах

Шакиров Фарид Мигдетович, кандидат технических наук, доцент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 334-47-77. Область научных интересов: динамика виброзащитных систем с конструкционным демпфированием.

Shakirov Farid Migdetovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 334-47-77. Area of research: dynamic of system, Vibration, relaxation hysteretic damping.

УДК 621.813, 534.933

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ПО ВИТКАМ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ВНЕШНЕЙ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ В УСЛОВИЯХ ВИБРАЦИИ ИЗДЕЛИЙ

© 2011 М. И. Курушин, А. М. Курушин, И. С. Барманов

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

В существующей учебной литературе, да и в инженерной практике, при расчетах на прочность в условиях действия переменной нагрузки распределение переменной составляющей нагрузки по виткам принимается таким же, как и статической составляющей. Проведенные нами исследования показывают, что это не всегда так и распределение усилий по виткам зависит не только от соотношения жесткостей элементов резьбовых соединений, но и от упругих и динамических свойств всего изделия и может быть совсем не таким, как в статике. Коэффициенты внешней переменной нагрузки и распределение усилий по виткам в изделиях с резьбовыми соединениями необходимо определять с учетом динамических свойств всего изделия. Для повышения усталостной прочности резьбовых соединений при вибрациях желательнее проектировать их за резонансными по любой собственной частоте в упругих системах изделий.

Упругие модели, резьбовые соединения, собственные частоты и формы, распределение усилий по виткам, коэффициент внешней нагрузки при расчетах на прочность элементов резьбовых деталей.

Для исследования поведения изделий с резьбовыми соединениями в условиях вибраций были приняты несколько вариантов простейших конструкций с резьбовыми соединениями. При исследовании их методами математического моделирования сделан ряд упрощающих допущений. Винтовая нарезка резьбы условно заменялась кольцевыми выступами. Изделия возбуждались вибраторами в любом месте упругой системы. Вибрации элементов изделий с резьбовыми соединениями рассматривались только в осевом направлении (вдоль оси болта или шпильки). Упругие элементы конструкций приняты дискретными в форме сосредоточенных масс, связанных между собой осевыми и контактными податливостями. С изменением нагрузки в контактах податливых витков резьбы за счет податливостей самих витков, а также тел стержня и гайки происходит взаимное проскальзывание витков между собой, вследствие чего в них возникают силы трения, направленные против взаимных скоростей скольжения. Зависимости сил трения от давлений и скоростей скольжения могут приниматься по любому закону, но в данном исследовании они принимались по закону Кулона в режиме сухого трения (коэффициенты трения не зависят ни от удельных давлений, ни от скоростей скольжения, а только от полного нормального усилия в контактах витков). Резьбовые части стержня болта и

тела гайки также разбиваются на элементарные участки (массы) со своими податливостями как в контактах витков, так и между собой. Упругая система с резьбовыми деталями может быть предварительно нагружена (предварительная затяжка). Упругая система может быть нагружена как статическими, так и переменными усилиями по любому закону и приложенными в любых местах упругой модели, к любому ее элементу. Силы трения в контактах витков принимают участие в определении движения и демпфировании колебаний упругих систем с резьбовыми соединениями. Наряду с сухим трением в исследовательских целях может включаться и вязкое трение, пропорциональное скорости движения элементов упругой системы.

Математические модели упругих систем с резьбовыми соединениями представляют собой системы нелинейных дифференциальных уравнений движения их элементов с учетом мгновенных (скачкообразных) изменений направлений сил трения в контактах витков. Решения уравнений производятся численно методом Рунге-Кутты четвертого порядка на ПЭВМ. Несколько вариантов упругих моделей с резьбовыми соединениями, которые рассматривались при исследованиях, показаны на рис. 1, в числе которых: а) дискретная 13-массовая модель с подвешенным на податливости (канат) грузом и с контактно-податливыми и упругосвя-

занными между собой витками; в) дискретная 13- массовая модель резьбового соединения корпуса турбины, эскиз которой показан на рис. 1,б, с податливой крышкой и с контактно-податливыми и упругосвязанными между собой витками. Во всех рассматриваемых вариантах было принято: стальное резьбовое соединение М10 с углом профиля резьбы $\alpha = 60^\circ$ и осевыми зазорами между витками в осевом направлении (витки не контактируют с нерабочей стороны); веса элементов (витков) резьбы стержня - по 0,5 г;

веса элементов (витков) резьбы гайки - по 2,9 г; жесткости на растяжение и сжатие элементов резьбы: стержня $C_i=5350$ МН/м и гайки $C_i=35000$ МН/м; контактно-изгибно-сдвиговые линеаризованные жесткости одной пары витков резьбы $CO_i=9600$ МН/м; коэффициенты сухого f и вязкого λ трения принимались в широком диапазоне значений в зависимости от целей и задач исследования. Все эти параметры рассчитывались и уточнялись методом конечных элементов по программам ANSYS.

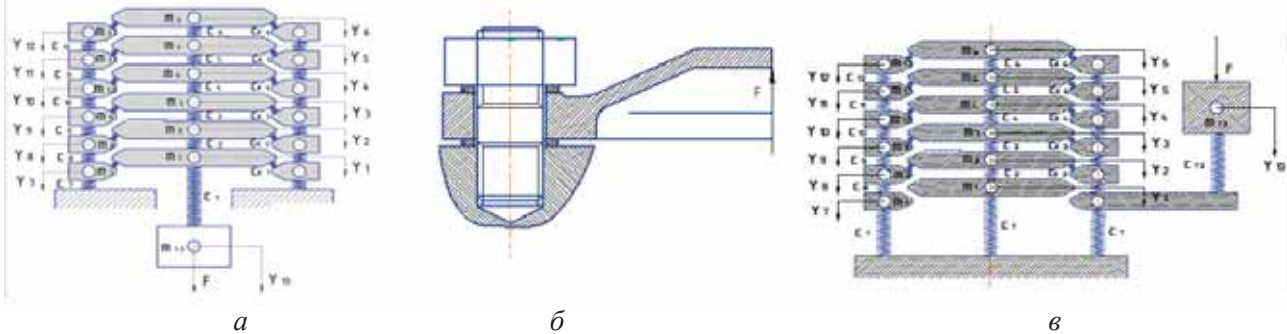


Рис. 1. Упругие дискретные 13-массовые модели резьбовых изделий с контактно-податливыми упругосвязанными между собой витками с подвешенным грузом (а), корпуса турбины с упругой крышкой (в) и эскиз резьбового соединения корпуса гидротурбины с крышкой (б)

Опишем алгоритм математической модели только для одной упругой многомассовой (13 степеней свободы) модели с упругосвязанными между собой витками, представленной на рис. 1,в, которая имитирует предварительно затянутое фланцевое соединение (например, крышка корпуса гидротурбины, рис. 1,б). Упругая система нагружена статическими и переменными усилиями, изменяющимися по полигармоническому закону и возбуждающими либо крышку, либо корпус под гайкой. Первый виток стержня болта не находится в контакте с витками гайки, в контакте находятся только пять витков резьбы. Независимые переменные - смещения вдоль оси соединения: Y_{13} -нагружаемой детали (например, крышка котла или корпуса турбины); $Y_1, Y_2, Y_3, Y_4, Y_5, Y_6$ - витков резьбы как элементов упругого стержня болта; $Y_7, Y_8, Y_9, Y_{10}, Y_{11}, Y_{12}$ - витков резьбы как элементов упругой гайки, соответствующих виткам стержня болта.

Скорости смещений элементов упругой системы в осевом направлении: нагружаемой детали $V_{13} = dY_{13}/dt$; витков стержня $V_1 = dY_1/dt; V_2 = dY_2/dt; V_3 = dY_3/dt; V_4 = dY_4/dt; V_5 = dY_5/dt; V_6 = dY_6/dt$;

витков гайки $V_7 = dY_7/dt; V_8 = dY_8/dt; V_9 = dY_9/dt; V_{10} = dY_{10}/dt; V_{11} = dY_{11}/dt; V_{12} = dY_{12}/dt$.

Силы упругости нормальные к поверхностям в контактах витков резьбы с учетом погрешностей шагов витков Δt_i и неравномерности деформаций в радиальном направлении тела гайки и тела стержня δ_{ri} :
 $F_1 = C_{O1} \cdot (((Y_1 - Y_7) + \Delta t_1) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r1} \cdot \sin(\alpha/2));$
 $F_2 = C_{O2} \cdot (((Y_2 - Y_8) + \Delta t_2) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r2} \cdot \sin(\alpha/2));$
 $F_3 = C_{O3} \cdot (((Y_3 - Y_9) + \Delta t_3) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r3} \cdot \sin(\alpha/2));$
 $F_4 = C_{O4} \cdot (((Y_4 - Y_{10}) + \Delta t_4) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r4} \cdot \sin(\alpha/2));$
 $F_5 = C_{O5} \cdot (((Y_5 - Y_{11}) + \Delta t_5) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r5} \cdot \sin(\alpha/2));$
 $F_6 = C_{O6} \cdot (((Y_6 - Y_{12}) + \Delta t_6) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r6} \cdot \sin(\alpha/2)),$
 где $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3, \Delta t_4, \Delta t_5, \Delta t_6$ - погрешности осевых шагов между контактирующими витками стержня и гайки.

Неравномерности деформаций в радиальном направлении тела гайки и тела стержня - δ_{ri} определяются по зависимостям $\delta_{r1} = \delta_{r10} \cdot F_1 / 10000; \delta_{r2} = \delta_{r20} \cdot F_2 / 10000; \delta_{r3} = \delta_{r30} \cdot F_3 / 10000; \delta_{r4} = \delta_{r40} \cdot F_4 / 10000; \delta_{r5} = \delta_{r50} \cdot F_5 / 10000; \delta_{r6} = \delta_{r60} \cdot F_6 / 10000,$ где $\delta_{r10}, \delta_{r20}, \delta_{r30}, \delta_{r40}, \delta_{r50}, \delta_{r60}$ - неравномерности деформаций в радиальном направлении тела гайки и тела стержня, которые определяются методом конечных элементов при осевой нагрузке на изделие - 10000 Н.

$C_{01}, C_{02}, C_{03}, C_{04}, C_{05}, C_{06}$ - обобщенные линейные (или нелинейные) контактные жесткости, учитывающие изгиб и сдвиг между витками (элементарными массами) стержня болта и тела гайки, которые могут рассчитываться методами строительной механики или методами конечных элементов.

Осевые усилия между витками (элементарными массами) стержня болта:

$$F_{01} = C_{01} \cdot ((Y_0 - Y_1) + \Delta t_1 + \delta_{r1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{12} = C_{12} \cdot ((Y_1 - Y_2) + \Delta t_2 + \delta_{r2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{23} = C_{23} \cdot ((Y_2 - Y_3) + \Delta t_3 + \delta_{r3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{34} = C_{34} \cdot ((Y_3 - Y_4) + \Delta t_4 + \delta_{r4} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{45} = C_{45} \cdot ((Y_4 - Y_5) + \Delta t_5 + \delta_{r5} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{56} = C_{56} \cdot ((Y_5 - Y_6) + \Delta t_6 + \delta_{r6} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2)).$$

Здесь $C_{01}, C_{12}, C_{23}, C_{34}, C_{45}, C_{56}$ - линейные жесткости на осевое растяжение-сжатие между витками (элементарными массами) тела стержня болта, которые также могут рассчитываться методами строительной механики либо методами конечных элементов.

Осевые усилия между витками (элементарными массами) тела гайки:

$$F_{70} = C_{70} \cdot ((Y_7 - Y_0) + \Delta t_1 + \delta_{r1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{78} = C_{78} \cdot ((Y_7 - Y_8) + \Delta t_2 + \delta_{r2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{89} = C_{89} \cdot ((Y_8 - Y_9) + \Delta t_3 + \delta_{r3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{910} = C_{910} \cdot ((Y_9 - Y_{10}) + \Delta t_4 + \delta_{r4} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{1011} = C_{1011} \cdot ((Y_{10} - Y_{11}) + \Delta t_5 + \delta_{r5} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{1112} = C_{1112} \cdot ((Y_{11} - Y_{12}) + \Delta t_6 + \delta_{r6} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2)).$$

Здесь $C_{70}, C_{78}, C_{89}, C_{910}, C_{1011}, C_{1112}$ - линейные жесткости на осевое растяжение-сжатие между витками (элементарными массами) тела гайки, которые также могут рассчитываться методами строительной механики либо методами конечных элементов.

Скорости скольжения в контактах витков резьбы вдоль профиля витка:

$$V_{17} = (V_1 - V_7) \cdot \sin(\alpha/2);$$

$$V_{28} = (V_2 - V_8) \cdot \sin(\alpha/2);$$

$$V_{39} = (V_3 - V_9) \cdot \sin(\alpha/2);$$

$$V_{410} = (V_4 - V_{10}) \cdot \sin(\alpha/2);$$

$$V_{511} = (V_5 - V_{11}) \cdot \sin(\alpha/2);$$

$$V_{612} = (V_6 - V_{12}) \cdot \sin(\alpha/2).$$

Силы трения в контактах витков резьбы в режиме сухого трения (закон Кулона), направленные вдоль боковых поверхностей, находящихся в контактах профилей витков:

$$F_{f1} = f \cdot F_1; F_{f2} = f \cdot F_2; F_{f3} = f \cdot F_3;$$

$$F_{f4} = f \cdot F_4; F_{f5} = f \cdot F_5; F_{f6} = f \cdot F_6.$$

Здесь f - коэффициент трения в контактах витков.

Дифференциальные уравнения движения элементов упругой модели, изображенной на рис. 1, в:

Нагружаемая деталь (крышка фланцевого соединения)

$$M_0 \cdot d^2 Y_0 / dt^2 = G_0 + F_{cm0} + F_{a0} + F_{01} - F_{01} - \lambda_0 V_0.$$

Первый виток стержня болта, который не контактирует с витками гайки:

$$M_1 d^2 Y_1 / dt^2 = G_1 + F_{cm1} + F_{a1} + F_{01} - F_{12} - F_1 \cos(\alpha/2) - F_{f17} (V_{17} / [V_{17}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_1 V_1.$$

Второй виток стержня болта

$$M_2 d^2 Y_2 / dt^2 = G_2 + F_{cm2} + F_{a2} + F_{02} - F_{23} - F_2 \times \cos(\alpha/2) - F_{f28} (V_{28} / [V_{28}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_2 V_2.$$

Третий виток стержня болта

$$M_3 d^2 Y_3 / dt^2 = G_3 + F_{cm3} + F_{a3} + F_{03} - F_{34} - F_3 \cos(\alpha/2) - F_{f39} (V_{39} / [V_{39}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_3 V_3.$$

Четвертый виток стержня болта

$$M_4 d^2 Y_4 / dt^2 = G_4 + F_{cm4} + F_{a4} + F_{04} - F_{45} - F_4 \cos(\alpha/2) - F_{f410} (V_{410} / [V_{410}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_4 V_4.$$

Пятый виток стержня болта

$$M_5 d^2 Y_5 / dt^2 = G_5 + F_{cm5} + F_{a5} + F_{05} - F_{56} - F_5 \cos(\alpha/2) - F_{f511} (V_{511} / [V_{511}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_5 V_5.$$

Шестой виток стержня болта

$$M_6 d^2 Y_6 / dt^2 = G_6 + F_{cm6} + F_{a6} + F_{06} - F_{67} - F_6 \cos(\alpha/2) - F_{f612} (V_{612} / [V_{612}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_6 V_6.$$

Первый виток гайки

$$M_7 d^2 Y_7 / dt^2 = G_7 + F_{cm7} + F_{a7} + F_{01} - F_{78} - F_1 \times \cos(\alpha/2) - F_{f17} (V_{17} / [V_{17}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_7 V_7.$$

Второй виток гайки

$$M_8 d^2 Y_8 / dt^2 = G_8 + F_{cm8} + F_{a8} + F_{28} - F_{89} - F_2 \times \cos(\alpha/2) - F_{f28} (V_{28} / [V_{28}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_8 V_8.$$

Третий виток гайки

$$M_9 d^2 Y_9 / dt^2 = G_9 + F_{cm9} + F_{a9} + F_{39} - F_{910} - F_3 \cos(\alpha/2) - F_{f39} (V_{39} / [V_{39}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_9 V_9.$$

Четвертый виток гайки

$$M_{10} d^2 Y_{10} / dt^2 = G_{10} + F_{cm10} + F_{a10} + F_{1011} - F_{1011} - F_4 \cos(\alpha/2) - F_{f410} (V_{410} / [V_{410}]) \times \sin(\alpha/2) - \lambda_{10} V_{10}.$$

Пятый виток гайки

$$M_{11} d^2 Y_{11} / dt^2 = G_{11} + F_{cm11} + F_{a11} + F_{1112} - F_{1112} - F_5 \cos(\alpha/2) - F_{f1112} (V_{1112} / [V_{1112}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_{11} V_{11}.$$

Шестой виток гайки

$$M_{12} d^2 Y_{12} / dt^2 = G_{12} + F_{cm12} + F_{a12} + F_{012} - F_{67} - F_6 \cos(\alpha/2) - F_{f612} (V_{612} / [V_{612}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_{12} V_{12}.$$

Здесь $G_0, G_1, G_2, G_3, G_4, G_5, G_6, G_7, G_8, G_9, G_{10}, G_{11}, G_{12}$ - веса элементов упругой модели резьбового соединения;

$F_{cm0}, F_{cm1}, F_{cm2}, F_{cm3}, F_{cm4}, F_{cm5}, F_{cm6}, F_{cm7}, F_{cm8}, F_{cm9}, F_{cm10}, F_{cm11}, F_{cm12}$ - статические усилия, действующие на элементы упругой модели резьбового соединения;

$F_{a0}, F_{a1}, F_{a2}, F_{a3}, F_{a4}, F_{a5}, F_{a6}, F_{a7}, F_{a8}, F_{a9}, F_{a10}, F_{a11}, F_{a12}$ - амплитуды усилий, действующие на элементы упругой модели резьбового соединения;

$\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5, \lambda_6, \lambda_7, \lambda_8, \lambda_9, \lambda_{10}, \lambda_{11}, \lambda_{12}$ - коэффициенты вязкого демпфирования элементов упругой модели резьбового соединения.

Сила затяжки болта задается вытяжкой стержня болта на величину деформации его в упругой системе под действием этой силы затяжки. Так, при жесткости стержня болта на растяжение $C1 = 31,5$ МН/м и усилия затяжки 20 кН эта вытяжка равна $\delta = 0,07$ мм. Амплитуда переменного усилия на крышку передавалась непосредственно на массу крышки. А при возбуждении со стороны корпуса амплитуда смещений его подбиралась так, чтобы в контакте корпуса и гайки амплитуда переменных усилий равнялась заданной. Так, при жесткости шайбы под гайкой $C7=16336$ МН/м (стальная шайба) и потребном усилии в контакте корпуса и гайки 5000 Н амплитуда вибраций корпуса равна $\delta = 0.30607$ мкм.

Мощность трения в контакте каждой пары витков резьбового соединения:

$$M_{f1} = F_{f1} \cdot V_{17}; M_{f2} = F_{f2} \cdot V_{28};$$

$$M_{f3} = F_{f3} \cdot V_{39}; M_{f4} = F_{f4} \cdot V_{410};$$

$$M_{f5} = F_{f5} \cdot V_{511}; M_{f6} = F_{f6} \cdot V_{612}.$$

Работа сил трения в контакте каждой пары витков резьбового соединения за один период вынужденных колебаний:

$$R_{f1} = (M_{f1})_{cp} \cdot V_{17} \cdot (2\pi/\omega);$$

$$R_{f2} = (M_{f2})_{cp} \cdot V_{28} \cdot (2\pi/\omega);$$

$$R_{f3} = (M_{f3})_{cp} \cdot V_{39} \cdot (2\pi/\omega);$$

$$R_{f4} = (M_{f4})_{cp} \cdot V_{410} \cdot (2\pi/\omega);$$

$$R_{f5} = (M_{f5})_{cp} \cdot V_{511} \cdot (2\pi/\omega).$$

Здесь $(M_{f1})_{cp}, (M_{f2})_{cp}, (M_{f3})_{cp}, (M_{f4})_{cp}, (M_{f5})_{cp}, (M_{f6})_{cp}$ - средние значения мощностей трения в каждой паре витков за один период вынужденных колебаний. Так как в упругой модели по рис. 1,в только 5 витков в контакте, то для нее $M_{f1} = 0$ и $R_{f1} = 0$.

Такой же алгоритм принят для исследования динамики резьбового соединения с подвешенным грузом по рис. 1,а, в которой

все шесть витков резьбы находятся в контактах.

При исследовании динамики упругих систем с учетом сил трения в витках резьбы большинство расчетов производилось при резонансных частотах. Для этого производилась линеаризация дифференциальных уравнений движения элементов упругих систем и по существующим в теории колебаний методам определялись собственные частоты исследуемых упругих моделей. В табл. 1 приведены результаты расчетов собственных частот упругих систем по рис. 1,а и рис. 1,в.

Таблица 1. Собственные частоты резьбового соединения по рис. 1а, б (в Гц)

Число дискретных масс (участков)		
10	8	6
18 690	17 550	16 030
61 770	60 160	58 190
109 350	107 260	103 950
156 410	152 300	144 520
200 470	192 270	175 950
240 020	225 250	195 790
273 920	249 820	
301 230	264 960	
321 260		
333 490		

Параметры элементов упругих систем, кроме указанных выше, следующие: жесткости подвески груза и крышки котла $C1=C13=40$ МН/м; жесткость стержня предварительно затянутого болта $C1=314,1$ МН/м; жесткости стальных прокладок $C7=16336$ МН/м. Видно, что варианты рассматриваемых моделей резко отличаются только первыми двумя собственными частотами, при которых в основном принимают участие присоединенные массы упругих систем, а элементы резьбовых пар участвуют как единое целое. Все собственные частоты выше второй собственной формы во всех рассмотренных вариантах упругих моделей не очень сильно отличаются друг от друга, а последние, высокие частоты, почти одинаковые. В табл. 2 приведены значения собственных частот в продольном направлении круглого стального стержня диаметром 10 мм при разбиении его на различное число равных дискретных участков (многомассовая упругая система), как это сделано и в рассматриваемых выше упругих моделях (алго-

ритм расчета такой же, как и приведенные выше).

Таблица 2. Собственные частоты вдоль своей оси круглых стальных стержней при разбиении их на различное число дискретных масс (участков)

По рис. 1,а		По рис. 1,в	
Вес груза 50 кг		Вес крышки 50 кг	
Частота вращения вибратора, об/мин	Частота, Гц	Частота вращения вибратора, об/мин	Частота, Гц
8435	140,6	8451	140,9
6 362 906	106 048	6 383 221	106 387
19 948 690	332 478	19 750 110	329 169
33 773 500	3562 892	26 374 720	439 579
38 365 840	639 431	34 251 270	570 855
41 671 950	694 533	39 454 440	657 574
46 306 860	771 781	46 301 320	771 689
49 323 620	822 060	47 283 210	788 054
55 973 700	932 895	55 951 090	932 518
58 066 840	967 781	56 834 820	947 247
62 096 000	1 034 933	62 099 500	1 034 992
65 665 320	1 094 422	65 089 180	1 084 820
70 734 210	1 178 904	70 589 340	1 176 489

Видно, чем на большее число участков разбит стержень при одной и той же длине, тем большее число и несколько выше значения собственных частот стержня. Но значения их не очень сильно отличаются друг от друга. При этом очень важно отметить, что собственные частоты при одной и той же длине стержня, но при разных диаметрах, при раз-

биении его на одинаковое число дискретных участков абсолютно одинаковые. Все эти данные показывают, что результаты исследований динамики упругих моделей с резьбовыми соединениями, приведенные в данной работе, могут служить прототипом для большинства других упругих моделей в проектировочных исследованиях и расчетах динамики изделий с резьбовыми соединениями.

На рис. 2 приведены графики распределения усилий по виткам идеально точной по изготовлению (все шаги одинаковые на стержне болта и на теле гайки) резьбы М10 в процентном отношении к нагрузке на стержень болта в статике. Расчеты проведены методом конечных элементов по программному комплексу ANSYS. На рис. 2,а при шести витках в контакте и по два витка свободных (не в контакте) до и после гайки применительно к изделию по рис. 1,а, а на рис. 2,б распределение усилий по виткам резьбы в статике при пяти витках в контакте без свободных (не в контактах) витках до и после гайки применительно к изделию по рис. 1,в. В этих расчетах учтены все виды деформаций элементов резьбовых соединений (неравномерность сжатия стержня и растяжения тела гайки, а также скручивание тела гайки в радиальной плоскости), а не только растяжение и сжатие соответственно элементов стержня и тела гайки.

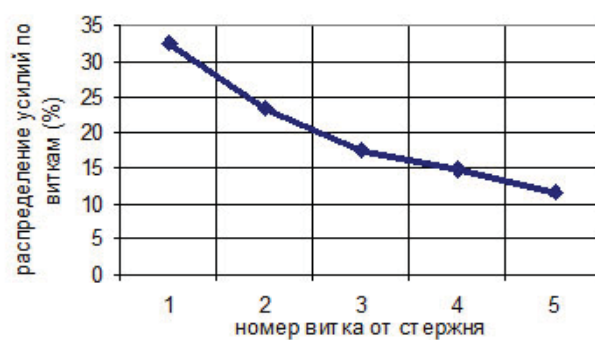
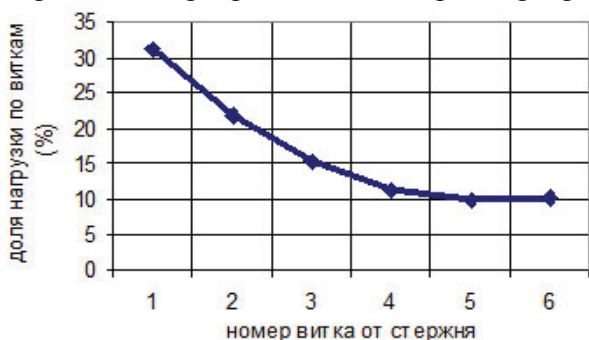


Рис.2. Распределение усилий по виткам идеально изготовленной резьбы (одинаковые размеры шагов стержня и гайки): в контакте шесть витков и по два свободных (не в контакте) до и после гайки (а); в контакте пять витков и свободных (не в контакте) до и после гайки нет

Видно, что, во-первых, первый виток воспринимает на себя не 52 % (чуть больше чем половина) всей нагрузки (как принято в технической учебной литературе), а только приблизительно третью часть (32...33%) от неё. Во-вторых, наличие свободных от нагрузки витков как до, так и после контакти-

рующих витков несколько снижает (на 2...3%) нагрузку на первый виток. При высоких же частотах возбуждения переменными усилиями, и особенно через корпус изделия, распределение переменных усилий по виткам резьбовых соединений может быть совсем не таким, как в статике (по Жуков-

скому). Так, на рис. 3,а показано распределение переменных усилий по виткам изделия с канатом по рис. 1,а при возбуждении от корпуса при частоте вращения вибратора $n = 6\ 362\ 906$ об/мин (106 048 Гц) – вторая соб-

ственная частота упругой системы. Видно, что амплитуды переменных усилий на втором и третьем витках больше чем на первом и все витки вибрируют в одинаковой фазе.

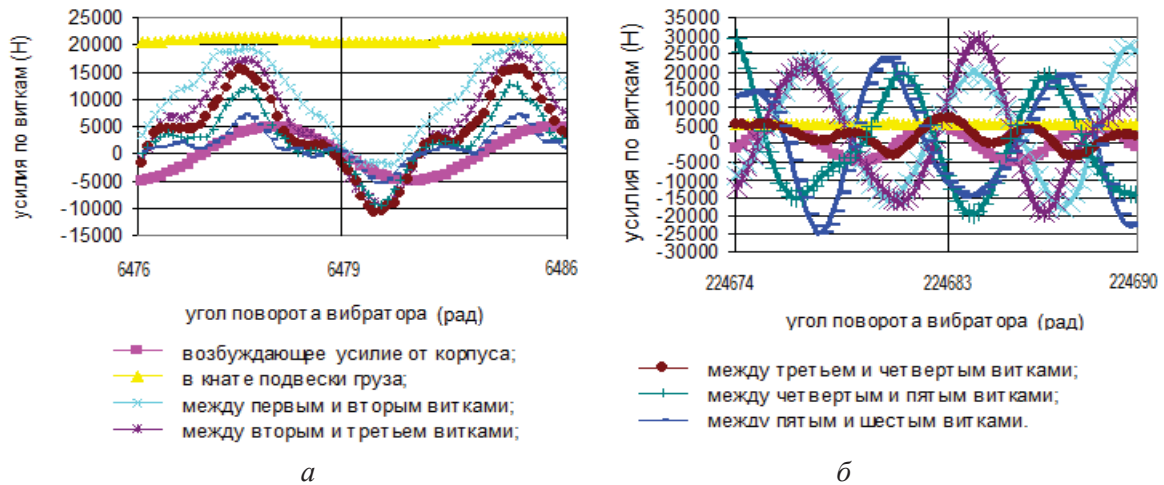


Рис. 3. Усилия в витках изделия с канатом (по рис. 1,а) при возбуждении от корпуса при частоте вращения вибратора $n = 6\ 362\ 906$ об/мин (106 048 Гц) (а) и $n = 33\ 773\ 500$ об/мин (562 892 Гц) (б)

На рис. 3,б показано распределение переменных усилий на этом же изделии при возбуждении от корпуса при частоте вращения вибратора $n=33773500$ об/мин (562892 Гц) – четвертая собственная частота упругой системы. В этом случае амплитуды переменных усилий на всех витках, кроме среднего, приблизительно одинаковые, но по два витка в противофазе друг к другу. В обоих случаях статическая нагрузка на канате 20 кН, корпус под гайкой вибрирует с амплитудой 0,3 мкм (что соответствует усилию 5 кН) и коэффициент трения в витках $f = 0,1$. Надо отметить, что визуально демпфирование вибраций в пределах рассматриваемого диапазона не происходило.

Величина и характер остаточных вибраций в изделиях после сброса нагрузки зависит не только от коэффициентов трения в витках резьбы, но также от частоты возбуждения вибратором и от собственных частот упругой системы, а также от фазы колебаний вибратора. Это видно на графиках рис. 4,а,б в случае возбуждения изделия с крышкой по рис. 1,в через корпус с частотой вибратора $n = 5000$ об/мин (83 Гц). Корпус вибрирует под прокладкой гайки с амплитудой 0.3 мкм, что равносильно усилию в 5 кН. На рис. 4,а угол сброса нагрузки $\varphi = (2\pi\ 487)$ рад, а на рис. 4,б $\varphi = (2\pi\ 487)$ рад. Коэффициент трения в витках в обоих случаях $f = 0,1$.

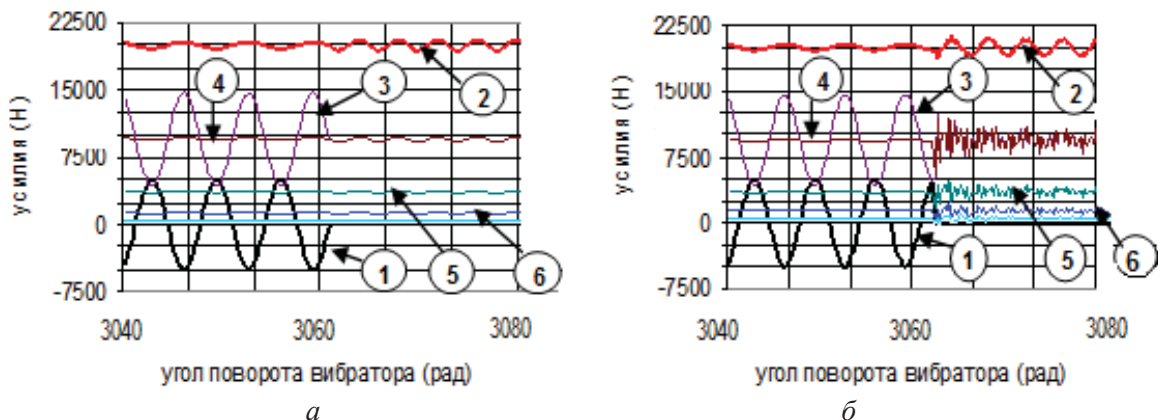


Рис. 4. Усилия в витках изделия с крышкой по рис. 1,в,г при возбуждении от корпуса при частоте вращения вибратора 5000 об/мин при $f = 0,1$ и угле сброса нагрузки $(2\pi\ 487,0)$ рад (а); $(2\pi\ 487,2)$ рад (б). Усилия: 1 – возбуждения корпуса; 2 – в крышке; 3 – в стержне болта; 4 – между вторым и третьим витками; 5 – между третьим и четвертым витками; 6 – между четвертым и пятым витками

Во-первых, видно, что после мгновенного сброса нагрузки система мгновенно начинает колебаться с собственными частотами, которые близки к частоте возбуждения вибратором. Во-вторых, амплитуды вибраций после сброса нагрузки могут быть либо больше вынужденных для всех элементов упругой системы, либо для одних больше, а для других меньше. В-третьих, во втором случае, кроме вибраций по ближайшей собственной частоте, возникают вибрации и с частотами более высокого порядка, которые накладываются на основные и увеличивают суммарные амплитуды. Распределение переменных усилий такое же, как и в статике. Распределение усилий по виткам резьбы очень сильно зависит также от точности изготовления шагов и соотношения жесткостей стержня болта или шпильки и тела гайки. Но такие исследования мы здесь не приводим.

Расчеты резьбовых соединений на прочность, особенно проектировочные, в условиях нагружения изделий переменными усилиями обычно ведутся с использованием коэффициентов внешней нагрузки. Коэффициент внешней переменной нагрузки χ - это отношение амплитуды переменного усилия на данный элемент изделия к амплитуде переменного усилия, действующего на изделие. Как правило, его оценивают по соотношению жесткостей элементов резьбового соединения и по характеру и месту приложения нагрузки к элементам соединения в режиме статики. Но как показано в настоящем исследовании, этого совершенно недостаточно, да и неверно в условиях динамики изделий. В проектировочных расчетах изделий с предварительной затяжкой резьбовых соединений принимается, например, $\chi = 0.3$. То есть принимается, что на любой элемент изделия передается только 30 % от амплитуды внешней нагрузки. Конечно, так мы делали раньше, когда у нас не было возможностей производить с помощью современной вычислительной техники моделирование динамики механизмов, в том числе и в проектировочной стадии. Так как усилия в условиях динамики изделий переменные во времени, то коэффициенты внешней нагрузки для любого элемента упругой системы в любой момент времени в рассматриваемых нами изделиях математически определялись следующим образом. На определенном интервале

времени (например, на каждом шаге вывода результатов расчета на печать) определялось максимальное и минимальное значения усилий в каждом элементе упругой системы. По этим значениям определялись среднее значение усилия в заданном интервале времени как полусумма максимального и минимального значений и амплитуда усилия в этом же интервале как полуразность экстремальных значений. Отношение полученного значения амплитуды усилия к амплитуде внешних вынужденных колебаний на изделие и определяет коэффициент внешней переменной нагрузки на элемент упругой системы, по которому можно рассчитывать его на усталостную прочность.

В зависимости от упругих свойств системы, от собственных частот и форм колебаний её, от частоты и места приложения нагрузок коэффициенты внешней нагрузки для каждого элемента изделия могут быть совершенно различными. На рис. 5,а приведен график зависимости коэффициентов внешней переменной нагрузки на первый виток резьбы как от веса подвешенного груза, так и от частоты возбуждения вибратором для упругой модели по рис. 1,а с грузом, подвешенным на канате в зависимости от частоты вращения вибратора, расположенного на грузе. Видно, как сильно зависит коэффициент внешней нагрузки и от веса подвешенного груза, и от частоты возбуждения вибратора. Максимальное значение коэффициента внешней нагрузки $\chi = 4,2$ при весе груза 100 кг и частоте возбуждения вибратором 100 Гц. А при частоте возбуждения больше чем 130 Гц он становится уже меньше единицы и далее с увеличением частоты возбуждения стремится к нулю. На рис. 5,б аналогичные графики приведены для упругой модели резьбового соединения с крышкой по рис. 1,в. Так же, как и в предыдущем случае, коэффициент внешней нагрузки очень сильно зависит и от массы крышки, и от частоты возбуждения упругой системы. Только в отличие от предыдущей модели изделия максимальное значение коэффициента внешней нагрузки $\chi = 35$ получается для случая меньшего значения веса крышки – 10 кг. Таким образом следует, что с точки зрения усталостной прочности резьбовых соединений выгодно делать упругие системы критическими.

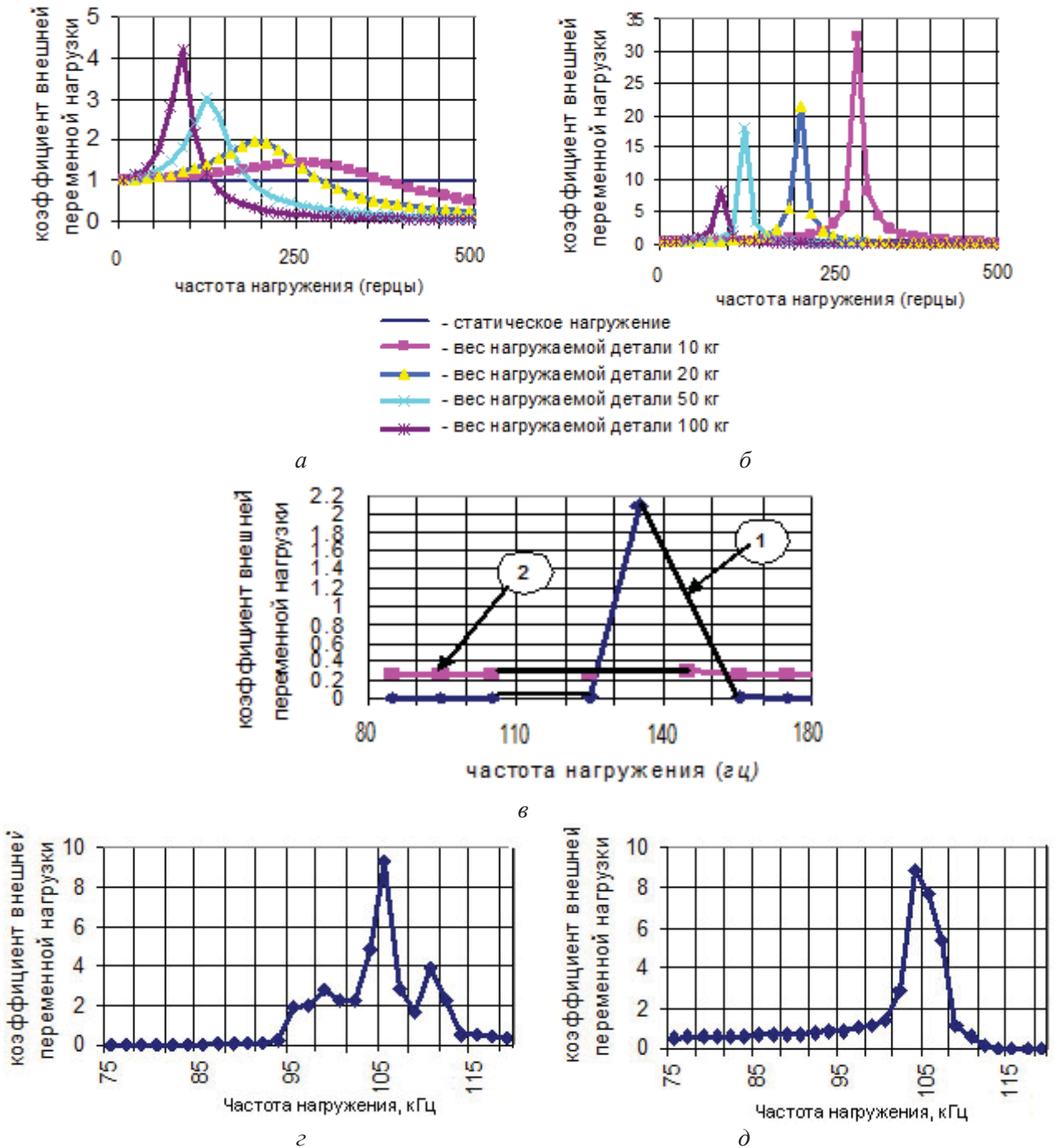


Рис. 5. Коэффициенты внешней нагрузки на первый виток резьбы в зависимости от частоты нагружения изделий по рис 1, а (а, в, г) и по рис 1, в (б, в, д) вибратором при статической нагрузке на присоединенные массы 20 000 Н и переменной 5000 Н возбуждением на груз (а), на крышку (б), от корпуса (в, г, д)

Выводы по распределению усилий по виткам.

1. В упругих системах с резьбовыми соединениями собственные частоты системы делятся, как правило, на две группы. Одна группа низких частот, в которой элементы резьбовых деталей колеблются как единое целое вместе с остальными элементами упругой системы, и вторая группа высоких частот, в которых уже элементы резьбовых

деталей колеблются по своим собственным формам и частотам.

2. При низких частотах, когда элементы резьбовых деталей колеблются как единое целое, распределение усилий по виткам идеально точной по изготовлению резьбы происходит по Жуковскому Н.Е., когда приблизительно половина нагрузки берет на себя первый виток. А при высоких частотах, когда уже резонируют элементы самих резь-

бовых деталей (витки стержней и гаек), распределение переменных усилий по виткам в динамике может быть совершенно не таким, как при статическом нагружении.

3. Высокочастотные вибрации упругих элементов резьбы легко возбуждаются через опорные поверхности гаек, то есть от вибраций (тряски) корпусов, при этом остальные элементы упругой системы практически могут даже не возбуждаться.

4. Интенсивность вибраций изделий с резьбовыми соединениями зависит от места приложения возбуждения. Если это место является пучностью собственной формы или близко к ней, то интенсивность вынужденных колебаний будет высокая. Если же это место является узлом собственной формы или близко к нему, то вибраций изделия может совсем не быть.

5. На распределение усилий по виткам резьбы очень сильно влияет точность изготовления элементов самой резьбы, особенно разношаговость витков, а также жесткости стержня и тела гайки (эти исследования здесь не приводятся).

Выводы по коэффициенту внешней нагрузки.

1. Как правило, его оценивают по соотношению жесткостей элементов резьбового соединения по характеру и месту приложения нагрузки к элементам соединения в режиме статики. Но как показано в настоящем исследовании, этого совершенно недостаточно в условиях динамики изделий. Коэффициенты внешней переменной нагрузки могут быть в широком диапазоне от нескольких десятков до нуля.

2. Чаще всего переменные усилия, действующие на резьбовые соединения в условиях динамического нагружения всего изделия, неизвестны. Поэтому в расчетах необходимо создавать математические модели динамики изделия с учетом упругих свойств самих резьбовых соединений и их способностей к демпфированию, для того чтобы рассчитывать изделия и их резьбовые соединения на усталостную прочность и износостойкость (в том числе и на фреттинг-коррозию). Приблизительно нужно делать так, как это сделано в настоящем исследовании.

FORCES DISTRIBUTION IN THREAD AND EXTERNAL ALTERING LOAD FACTOR IN THREAD JOINT UNDER STRUCTURES VIBRATION

© 2011 M. I. Kurushin, A. M. Kurushin, I. S. Barmanov

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

According to teaching literature sources and in an engineering practice there is the rule to use the same type distribution of variable dynamic load in thread as the static one for thread strength calculation under variable acting load. Performed numerical investigation shows that it is not quite right and distribution of the dynamic load in thread can be different from the static distribution depends on thread joint elements stiffness and elastic and inertial properties of whole structure as well. External variable load factor and load distribution in thread in structures with thread joints have to be defined taking into account whole structure dynamic properties. In order to increase endurance strength of thread joints subjected to vibration it is necessary to tune off a design from any resonances.

Elastic model, thread joint, natural frequency and shape, load distribution in thread, external load factor for thread joint element strength calculation.

Информация об авторах

Курушин Михаил Иванович, кандидат технических наук, доцент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 336-98-52. Область научных интересов: динамика и прочность механизмов и элементов конструкции машин.

Курушин Александр Михайлович, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 336-98-52. Область научных интересов: динамика и прочность механизмов и элементов конструкции машин.

Барманов Ильдар Сергеевич, аспирант кафедры «Основы конструирования машин», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: isbarmanov@mail.ru. Область научных интересов: конструкция опорных узлов авиационных двигателей.

Kurushin Michail Ivanovich, Candidate of technical Sciences, associate professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 336-98-52. Area of research: design of basic knots of aviation engines.

Kurushin Alexandre Michailovich, ingener, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 336-98-52. Area of research: design of basic knots of aviation engines.

Barmanov Ildar Sergeevich, the post-graduate student of department Bases of designing of machines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: isbarmanov@mail.ru. Area of research: design of basic knots of aviation engines.

УДК 621.43

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ CAD/CAE-СИСТЕМ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ДВС

© 2011 А. А. Горшкалев, А. В. Кривцов, Е. А. Сайгаков, Д. В. Сморгалов

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

Проведен прочностной расчет кривошипно-шатунного механизма шестицилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания Mercedes-Benz M 115 с помощью CAD/CAE-систем. При расчете задано постоянное распределение газовой силы по поверхности поршня и распределение температуры по высоте поршня в виде степенной зависимости.

Проектирование, CAD/CAE-системы, прочностной расчет, коленчатый вал, кривошипно-шатунный механизм.

Настоящий этап развития ДВС характеризуется высокими темпами роста их удельных показателей, например литровой мощности, что приводит к существенному возрастанию тепловой и механической нагруженности деталей КШМ (поршень, палец, шатун и т.д.). Теплонапряженные детали двигателя имеют, как правило, сложную геометрическую форму, а их отдельные элементы находятся в тепловом, силовом и кинематическом взаимодействии. При проектировании, расчете и доводке двигателя необходим более полный и точный учет всех величин, определяющих надежность и ресурс.

Целью работы является разработка методики расчета прочности кривошипно-шатунного механизма в программном комплексе *Ansys Structural*.

Поставленная цель достигалась с помощью МКЭ, компьютерного моделирования и программ *SolidWorks/CosmosWorks, Ansys Structural*.

Практическая ценность исследования заключается в том, что предложенная расчетная методика позволяет более точно оценить прочность конструкции, а также сокращает время разработки и доводки двигателя.

В данной работе рассчитана секция кривошипно-шатунного механизма двигателя Мерседес M115, изображенная на рис. 1. Расчетная модель была предварительно построена в программе *SolidWorks*.

В Workbench поддерживается обширная библиотека линейных и нелинейных

элементов, множество формулировок моделей материалов.



Рис.1. Модель КШМ

В данном случае были добавлены в *EngineeringData* 5 марок материалов. Наименования приведены в табл. 1.

Таблица 1. Материалы элементов конструкции

Элемент	Материал
Поршень	АК4-1ч
Палец	15Х2ГН2ТРА
Втулка	БрАЖ9-4
Шатун	12Х2Н4А
Коленчатый вал	18Х2Н4ВА
Вкладыш	Ст45

Расчетная модель (рис.2) была создана во встроенном в AnsysCAD - редакторе *DesignModeler*.

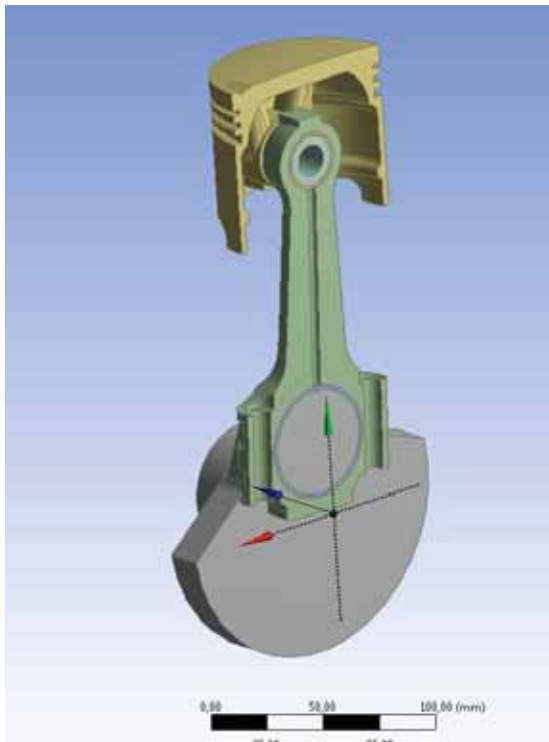


Рис.2. Расчетная модель

При импорте геометрии ANSYS автоматически определяет и настраивает контакты или шарниры между частями сборки. Имеется возможность изменения настроек, а также добавления новых контактов вручную.

По умолчанию все контактные пары считаются склеенными (*Bonded*). Это подходит для пар: шатун – вкладыш и шатун – втулка. Другие исправлены на контакт - Без разделения (*NoSeparation*). Меню контактов изображено на рис. 3.

Details of "No Separation - Val To Vk"	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	1 Face
Target	1 Face
Contact Bodies	Val
Target Bodies	Vk
[-] Definition	
Type	No Separation
Scope Mode	Bonded
Behavior	No Separation
Suppressed	Frictionless
	Rough
	Frictional
[-] Advanced	
Formulation	Pure Penalty
Normal Stiffness	Program Controlled
Update Stiffness	Never
Pinball Region	Program Controlled

Рис.3. Настройка контактов

Создание сеточной модели является неотъемлемой частью процесса компьютерного инженерного моделирования (CAE). Качество сетки влияет на точность, сходимость и скорость получения решения. Кроме того, время, необходимое для создания сетки, часто занимает значительную часть в общем времени выполнения компьютерного инженерного расчета. Поэтому качественные и более автоматизированные инструменты построения сетки дают лучший результат.

Технологии ANSYS предлагают совокупность методов построения сетки, различных по сложности алгоритмов и трудоемкости построения (от простых гексаэдрических, до высокодетализированных гибридных). Обладая такими возможностями, можно расположить сетку нужного типа в требуемой зоне модели и убедиться в том, что расчет модели будет выполнен точно.

Задав размеры ячеек для каждого элемента модели, была получена приемлемая для расчета сеточная модель. Как отмечалось выше, качественная сетка скажется на производительности компьютера и соответственно на времени расчета. Этот фактор следует учитывать при разбиении модели сеткой, иначе расчет может и вовсе не запуститься. Результат разбивки сеткой изображен на рис. 4.

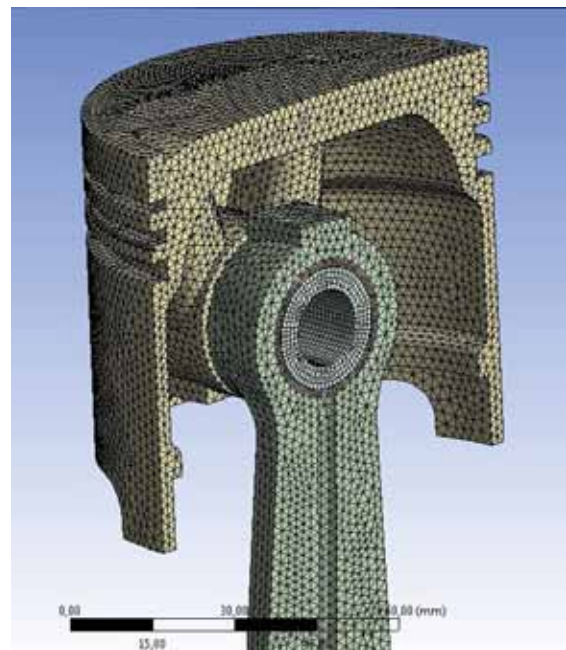


Рис.4. Сеточная модель

В качестве граничных условий используются нагрузки и закрепления, которые мо-

гут быть постоянными, параметрическими или заданы функцией по времени, координатам или шагам.

Величина и характер изменения основных нагрузок, воздействующих на детали двигателя, зависят от эксплуатационного режима работы двигателя. Необходим расчет на режиме, на котором детали работают в наиболее тяжелых условиях. Таким режимом является режим максимального крутящего момента при частоте вращения 3200 об/мин, когда давление газов в цилиндре достигает наибольшего значения. Это значение было получено из газодинамического расчета и равно 6,16 МПа при угле поворота коленчатого вала, равном 10° после ВМТ.

Давление приложено к днищу поршня в виде постоянного числа. Коренная шейка закреплена от перемещений и вращений по цилиндрической поверхности контакта с вкладышем.

Для расчета неравномерно нагретого поршня ДВС, находящегося в упругопластическом состоянии, произведено нагружение поршня температурой в зависимости от расстояния до днища поршня. Распределение температур по длине поршня имеет характер параболы. Результат отображен на рис. 5.

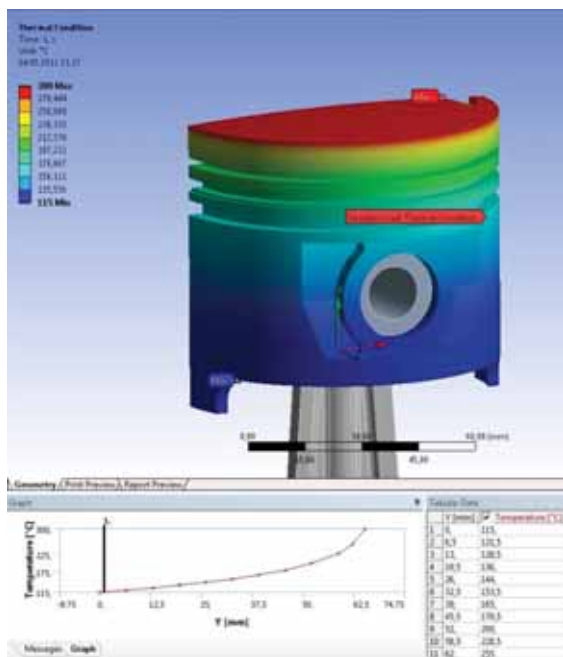


Рис.5. Распределение температуры по оси Y

Для задач механики деформируемых твердых тел ANSYS предлагает широкий набор современных решателей: прямой решатель разреженных матриц, итерационный

решатель с предварительно заданными сопряженным градиентом (PCG), сопряженным градиентом Якоби (JCG) и т.д. Для расчета больших моделей при параллельном вычислении доступны решатель алгебраически сложных сеток (AMG), а также распределенные версии PCG, JCG и разреженных решателей.

Контактные задачи являются нелинейными и поэтому требуют собственных циклов итераций равновесия. В конце итерации равновесия контактной задачи ANSYS проверяет изменение состояния каждого контактного элемента. Он также вычисляет значения для условий сходимости (обычно равновесные усилия) и сравнивает их с критериями сходимости. Если состояние элементов не изменилось, а критерии сходимости были выполнены, то ANSYS считает, что расчет на данной итерации сошелся и переходит к следующему внешнему итерационному циклу, следующему промежуточному шагу или к следующему шагу нагрузки. А если весь расчет выполнен, то ANSYS прекращает расчет в целом. В опциях решателя выбран тип – итерационный.

По завершении вычислений построены поля напряжений для всех элементов модели (рис. 6-9).

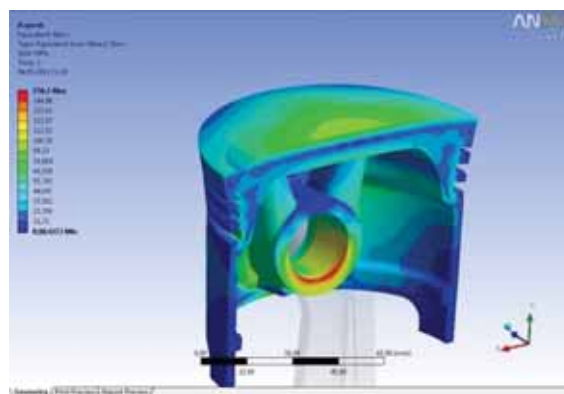


Рис. 6 - Поля напряжений поршня

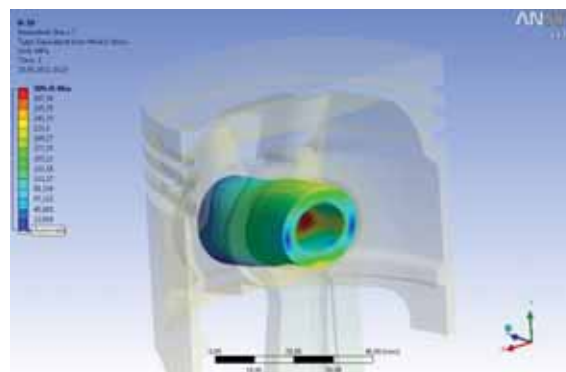


Рис. 7. Поля напряжений пальца

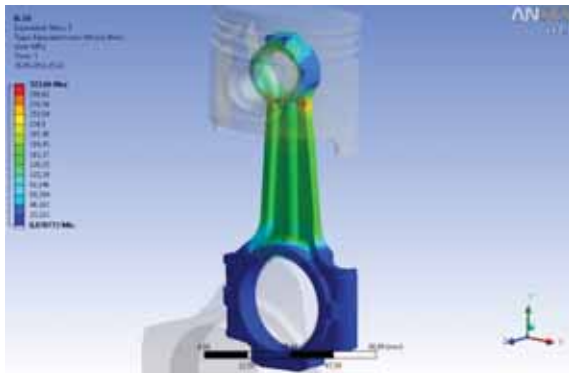


Рис. 8. Поля напряжений шатуна

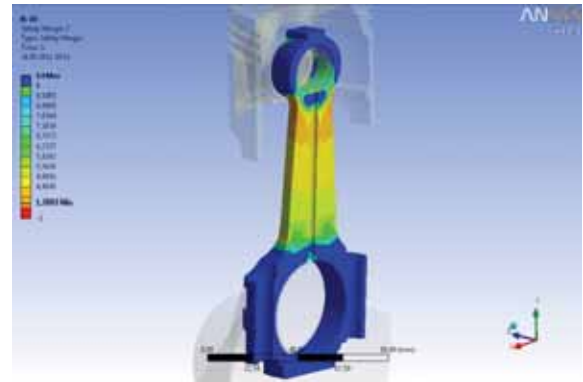


Рис. 11. Запасы прочности шатуна

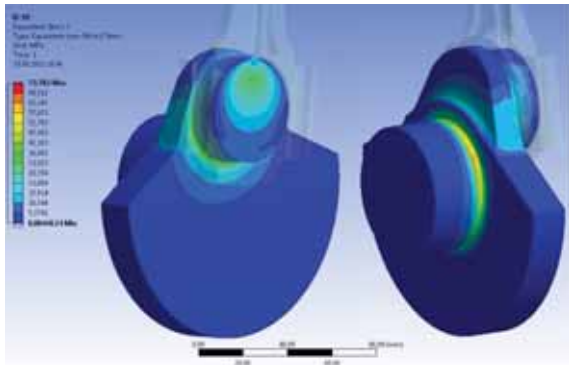


Рис. 9. Поля напряжений коленчатого вала

На рис. 10 и 11 отображены распределения запасов прочности.

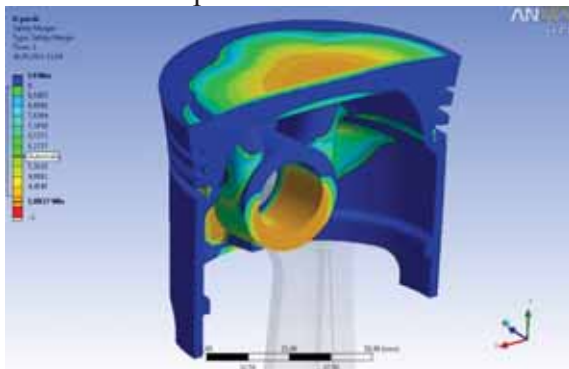


Рис. 10. Запасы прочности поршня

Коэффициент запаса оценивается по двум теориям прочности и должен превышать в надежных областях значение 1,6-2,0. Контроль над величиной смещений позволяет в целом оценить правдоподобность проведенных расчетов. Эффекты деформации визуально преувеличены в графическом окне.

При определении запаса прочности коленчатого вала необходимо учитывать динамический коэффициент λ_d , зависящий от количества цилиндров. Для 6 - цилиндрового двигателя $\lambda_d = 1,15$.

Тогда запас прочности коленчатого вала равен:

$$n = \frac{n_k}{\lambda_d} = \frac{9,8}{1,15} = 8,5.$$

Значения запасов прочности всех элементов занесены в табл. 2.

Как видно из таблицы, все элементы удовлетворяют требованиям по запасу прочности. Запас прочности всей модели принимается по наименьшему значению всех элементов и равен 1,67.

Таблица 2. Значения запасов прочности

Элемент	Напряжения, МПа	Запас прочности	Деформация, мм
Поршень	156	1,88	0,22
Палец	309/79	1,9/1,67	0,14
Втулка	261	2	0,11
Шатун	323	1,8	0,1
Вкладыш	134	2,7	0,01
Коленвал	74	8,5	0,009

APPLICATION CAD/CAE – SYSTEMS FOR CALCULATION ON DURABILITY OF DETAILS CRANK ROD MECHANISM OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

© 2011 A. A. Gorshkalev, A. V. Krivtsov, E. A. Saigakov, D. V. Smorkalov

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

In the given work calculation crank rod mechanism of a four-cycle six-cylinder internal combustion engine of Mercedes-Benz M-115 has been carried out durability with application CAD/CAE – systems. Calculation was spent at stationary statement of a problem and the account of distribution of temperature on piston height.

Designing ICE, CAD/CAE - systems, durability calculation, a cranked shaf.

Информация об авторах

Горшкалев Алексей Александрович, инженер кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 335-18-12. E-mail: AGorsh@bk.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Кривцов Александр Васильевич, инженер кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: a200009@rambler.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Сайгаков Евгений Аркадьевич, инженер кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: korvin@ro.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Сморкалов Дмитрий Владимирович, инженер кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: SDV89@bk.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Gorshkalev Alexey Aleksandrovich, engineer of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-18-12. E-mail: AGorsh@bk.ru. Area of research: work processes of heat engines.

Krivtsov Alexander Vasilevich, engineer of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: a200009@rambler.ru. Area of research: work processes of heat engines.

Saigakov Evgeniy Arkadevich, engineer of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: korvin@ro.ru. Area of research: work processes of heat engines.

Smorkalov Dmitry Vladimirovich, engineer of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: SDV89@bk.ru. Area of research: work processes of heat engines.

УДК 621.43

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ САЕ/CAD-СИСТЕМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

©2011 А. А. Горшкалев, А. В. Кривцов, Е. А. Сайгаков, Д. В. Сморгалов, Д. А. Угланов

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

Представлен процесс проектирования двигателя внутреннего сгорания с помощью САЕ/САЕ - систем. Проведен расчет тепловых процессов в цилиндре двигателя. По реальным деталям построена трехмерная модель двигателя с помощью программ SolidWorks и КОМПАС. Также модель экспортирована в программы ADAMS – для кинематического и динамического расчета, в ANSYS mechanical – для расчета на прочность, в ANSYS Fluent – для газодинамического расчета. Выполнено проектирование наддува двигателя и системы охлаждения. Использование данных программ позволяет проводить проектирование ДВС на высоком уровне.

Проектирование ДВС, САЕ/САЕ-системы, тепловой расчет, прочностной расчет, газодинамический расчет, кинематический расчет.

Современные условия проектирования двигателей внутреннего сгорания требуют минимальных расходов времени и материальных средств. Вследствие чего для расчета и конструирования двигателей внутреннего сгорания необходимо пользоваться современными компьютерными технологиями, которые позволяют обеспечить с высокой точностью моделирование процессов, протекающих в ДВС.

Проектирование ДВС с помощью САЕ/САЕ - систем предполагается производить в несколько этапов. Вначале была создана объемная модель проектируемого двигателя. Для этого необходимо построить детали кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов и корпусные детали (рис. 1).



Рис. 1. Продольный разрез двигателя

На следующем этапе проектирования выполняется кинематический и динамический расчеты с использованием упрощенной стержневой модели, состоящей из простейших геометрических объектов, имитирующих элементы кривошипно-шатунного механизма двигателя (рис. 2). Далее осуществляются кинематический и динамический расчеты объемной модели двигателя (рис. 3).

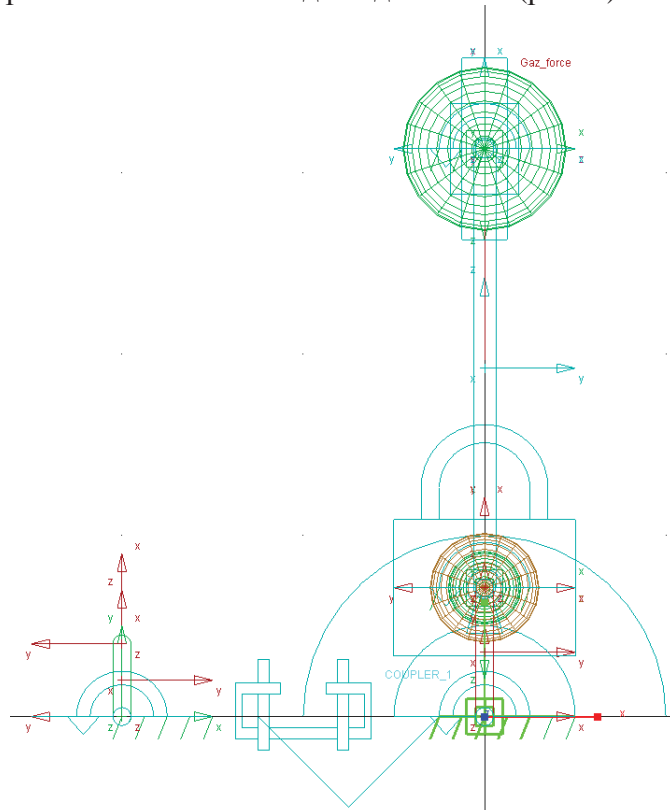


Рис. 2. Упрощенная стержневая модель двигателя



Рис. 3. Объемная модель двигателя

В результате определяются силы инерции, суммарные силы, крутящий момент, действующие в кривошипно-шатунном механизме. Это позволяет оценить силы, действующие на шатунные и коренные шейки коленчатого вала, а также сравнить результаты расчета упрощенной и объемной моделей. Расхождение результатов составило не более 10%.

Расчет напряженно-деформированного состояния сначала производится на упрощенных моделях цилиндропоршневой группы для получения предварительных результатов (рис. 4, 5).

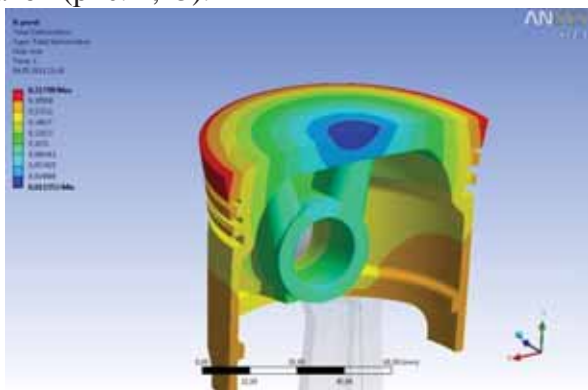


Рис. 4. Деформации поршня

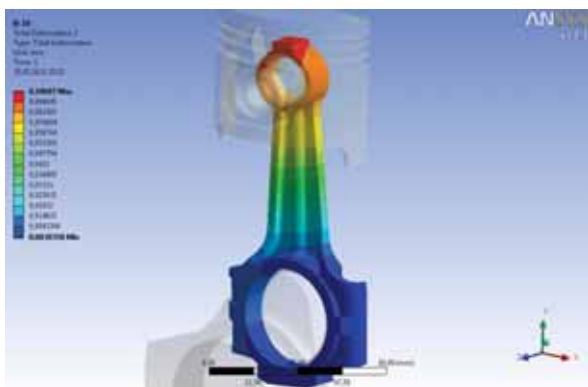


Рис. 5. Деформации шатуна

Теплонапряженные детали двигателя имеют, как правило, сложную геометриче-

скую форму, а их отдельные элементы находятся в тепловом, силовом и кинематическом взаимодействии. При проектировании, расчете и доводке двигателя необходим более полный и точный учет всех величин, определяющих надежность и ресурс.

На следующем этапе расчета выполняется расчет тепловых и газодинамических процессов в камере сгорания проектируемого двигателя внутреннего сгорания. Для выполнения данных расчетов строится двухмерная модель камеры сгорания проектируемого двигателя внутреннего сгорания с впускным и выпускным коллекторами. Клапаны построены в положении перекрытия при нахождении поршня в верхней мертвой точке. Модель была разбита на 6 зон: зоны во впускном и выпускном коллекторах, зоны между седлами клапанов и клапанами, камера сгорания, часть камеры сгорания над поршнем высотой 1 мм. Затем накладывается треугольная сетка в зоне камеры сгорания, в остальных зонах - прямоугольная сетка (рис. 6).

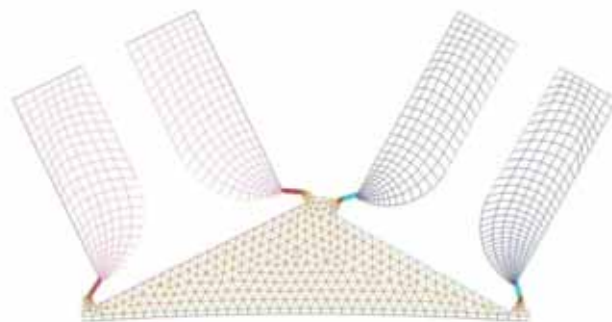


Рис. 6. Двухмерная модель камеры сгорания

На впускном и выпускном коллекторах задаются граничные условия давления. Отрезки, разделяющие зоны с различной сеткой, задаются проницаемыми. Остальные границы задаются по умолчанию непроницаемой стенкой. Для настройки решателя выбирается модель турбулентности $k-\varepsilon$ и параметры мультифазной среды. Затем в соответствии с методикой выполняется настройка движения поршня и движения клапанов. Движение поршня задается по создаваемому самой программой закону при задании частоты вращения и хода поршня. Для описания движения клапанов в программу интегрируется текстовый файл, в котором в табличном виде описывается данный процесс.

После построения выполняется моделирование процессов впуска, сжатия, рабочего хода и выпуска. В результате проведенного расчета получаются распределения давлений (рис. 7), температур (рис. 8), векторы скоростей, турбулентность потока в цилиндре при различных положениях коленчатого вала, также образование топливовоздушной смеси и дальнейшее ее смешение во впускном коллекторе и в цилиндре двигателя (рис. 9).

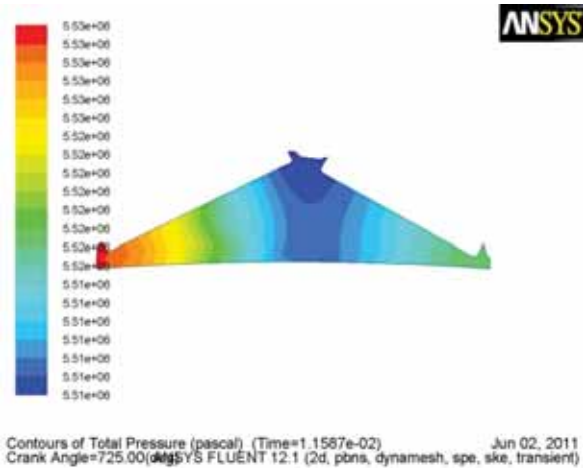


Рис. 7. Распределение давлений в цилиндре

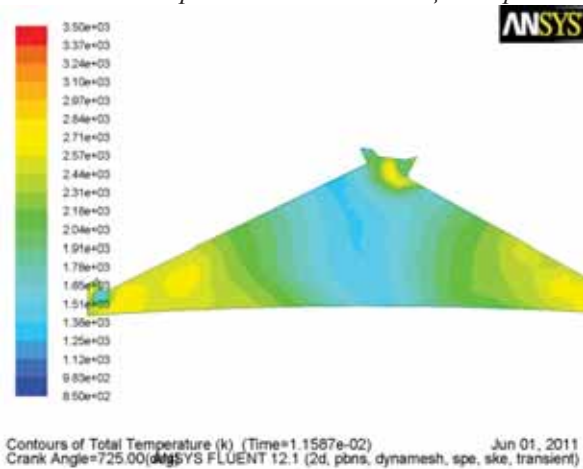


Рис. 8. Распределение температур в цилиндре

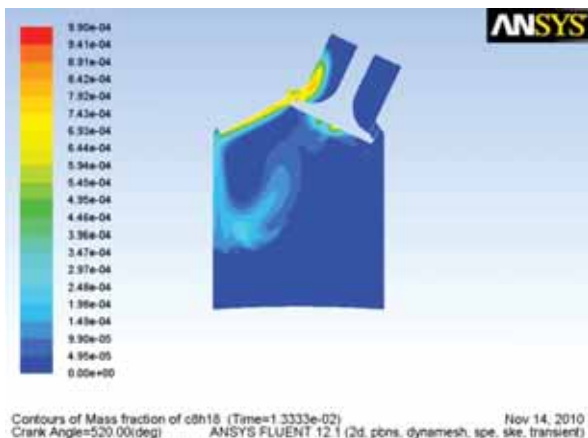


Рис. 9. Концентрация топлива в цилиндре

На следующем этапе выполняется моделирование тепловых и газодинамических процессов в элементах системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания, таких как радиатор и насос. Данное моделирование должно производиться на основе результатов проектировочного расчета системы охлаждения. Отдельное внимание в процессе проектирования уделено процессу моделирования в центробежном насосе кавитации. Решение последней задачи требует использования в программном комплексе FLUENT модели движущейся системы отсчета и модели кавитации. При этом также рассмотрены следующие аспекты использования программы FLUENT: применение $k-\epsilon$ моделей турбулентности, выбор модели смеси, создание расчетной кавитационной модели, расчет задачи без кавитации в потоке и с кавитацией. Моделирование тепловых процессов в радиаторе происходит в два этапа. Вначале моделируется течение охлаждающей жидкости в двухмерной модели радиатора для определения значения его коэффициента теплопередачи. Затем проводится расчет и моделирование всех процессов на трехмерной модели проектируемого радиатора (рис. 10, 11).



Рис. 10. Трехмерная модель радиатора

Моделирование структуры потока при обоснованном выборе модели турбулентности позволяет с достаточной точностью получить распределение основных термодинамических параметров внутри центробежного насоса двигателя и в трубках радиатора.

Для увеличения мощности двигателя предполагается использовать наддув двигателя.

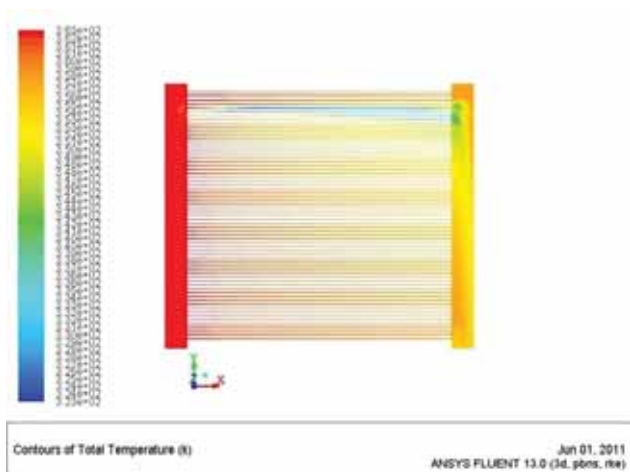


Рис. 11. Распределение температуры в радиаторе

Проектирование геометрической модели крыльчатки компрессора проводилось в программе КОМПАС. Создание геометрической модели воздуховода и построение сетки для заключенного внутри него объема выполнены в среде препроцессора ANSYS. Там же созданы именованные компоненты узлов, принадлежащих поверхностям, на которых задаются граничные условия. Далее импортируются сеточные модели крыльчатки и воздуховода, заданы тип анализа и граничные условия. После этого задаются параметры решения (количество итераций, величина невязки по сходимости решения и т.д.). На следующем этапе выполняется решение. Созданная математическая модель воздушного центробежного компрессора позволила провести анализ внутреннего течения в каналах всасывающей камеры, рабочего колеса и направляющего аппарата (рис. 12), а также получить интегральные характеристики и перепад давления на ступени компрессора.

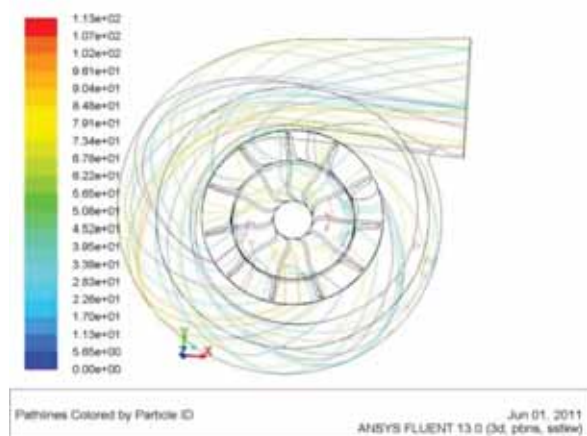


Рис. 12. Линии тока в агрегате наддува

В результате высокая информативность результатов численного моделирования способствует более глубокому анализу процессов, протекающих в двигателе внутреннего сгорания. Все это позволяет на высоком уровне выполнить проектирование двигателей внутреннего сгорания и существенно сократить время выполнения этой задачи.

Библиографический список

1. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / А.С. Орлин - М.: Машиностроение, 1990. – 253с.
2. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А.И. Колчин, В.П. Демидов - М.: Высшая школа, 2008. - 496 с.
3. Батулин, О.В. Расчет течений жидкостей и газов с помощью универсального программного комплекса. Ч. 2. Построение расчетных моделей в препроцессоре Gambite [Текст] / О.В. Батулин, И.И. Морозов, В.Н. Матвеев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. - 125с.
4. Батулин, О.В. Расчет течений жидкостей и газов с помощью универсального программного комплекса. Ч. 3. Работа в программе Fluent [Текст] / О.В. Батулин, И.И. Морозов, В.Н. Матвеев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. - 115с.
5. Расчет тепловых процессов в камере сгорания ДВС с помощью программы «FLUENT» [Текст] / В.В. Бирюк, А.А. Горшكالёв, М.Ю. Орлов [и др.] - Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. - 71с.
6. Моделирование тепловых и газодинамических процессов в системе охлаждения ДВС с помощью программы fluent [Текст] / В.В. Бирюк, И.В. Коломин, А.В. Кривцов [и др.] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. - 92с.

EXPERIENCE OF CAE/CAD-SYSTEMS USING AT DESIGNING OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

©2011 A. A. Gorshkalev, A. V. Krivtsov, E. A. Saigakov, D. V. Smorkalov, D. A. Uglanov

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

This article deals with designing processor of internal combustion engine by CAD/CAE - system. Thermal calculation of the processes proceeding in given power installation is carried out. On real details it has been created 3D prototype model in program complexes Solid Works and the COMPASS. Further models have been exported to programs ADAMS for kinematic and dynamic calculation, ANSYS mechanical – durability of calculation, and gas dynamic calculation in ANSYS Fluent. Also the given technique allows to execute designing of pressurization and system of cooling of the engine. Using of all this programs allows to project ICE with very good.

Designing ICE, CAD/CAE - systems, thermal calculation, durability calculation, gasdynamic calculation, kinematic calculation.

Информация об авторах

Горшкалев Алексей Александрович, инженер кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 335-18-12. E-mail: AGorsh@bk.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Кривцов Александр Васильевич, инженер кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: a200009@rambler.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Сайгаков Евгений Аркадьевич, инженер кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: korvin@ro.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Сморкалов Дмитрий Владимирович, инженер кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: SDV89@bk.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Угланов Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 335-18-12. E-mail: dmitry.uglanov@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение.

Gorshkalev Alexey Aleksandrovich, engineer of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-18-12. E-mail: AGorsh@bk.ru. Area of research: work processes of heat engines.

Krivtsov Alexander Vasilevich, engineer of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: a200009@rambler.ru. Area of research: work processes of heat engines.

Saigakov Evgeniy Arkadevich, engineer of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: korvin@ro.ru. Area of research: work processes of heat engines.

Smorkalov Dmitry Vladimirovich, engineer of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: SDV89@bk.ru. Area of research: work processes of heat engines.

Uglanov Dmitry Aleksandrovich, candidate of technical science, associate senior lecturer of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-18-12. E-mail: dmitry.uglanov@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power engineering, energy saving.

УДК 621.7

ПОВЫШЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТНОМУ РАЗРУШЕНИЮ ХРОМОНИКЕЛЕВОЙ СТАЛИ ЛАЗЕРНЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ

© 2011 В. И. Трегуб, А. М. Никифоров

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

Свойства используемых конструкционных материалов во многом определяют повышение эксплуатационных показателей изделий авиационной техники. Сопротивление металлических материалов усталостному разрушению, как и другие физико-механические свойства, в значительной степени зависит от структуры. Лазерная термообработка деталей из стали 40ХН позволяет повысить сопротивление усталостному разрушению при увеличении микротвёрдости поверхностного слоя в зоне термического влияния в 2...2,5 раза. Возможно значительно снизить вероятность зарождения усталостных трещин в процессе эксплуатации.

Усталостное разрушение, материал конструкционный, сталь, воздействие лазерное, термообработка, свойства физико-механические, структура, микротвёрдость, вероятность.

Введение

Свойства используемых конструкционных материалов во многом определяют эксплуатационные показатели изделий авиационной техники. Физико-механические свойства металлов и сплавов являются структурно-чувствительными, т.е. могут управляться посредством модификации структуры, в частности изменения формы и размера зёрен, вида и концентрации дефектов кристаллической решётки и других субструктурных единиц. Сопротивление металлических материалов усталостному разрушению, как и другие физико-механические свойства, в значительной степени зависит от структуры [1, 2 и др.]. С целью изменения структур материалов при производстве авиационной техники находит широкое применение термическая (тепловая) обработка, методы и средства осуществления которой непрерывно совершенствуются. Особую актуальность приобретает применение прогрессивных методов формирования структур конструкционных материалов при достаточно сложной конфигурации обрабатываемых поверхностей, корабление которых должно быть сведено к минимуму; при необходимости получения строго заданного профиля закалённого слоя; при ограничении подвода тепла к зоне обработки.

Хромоникелевая сталь 40ХН высокой прочности, повышенной вязкости и глубокой прокаливаемости применяется после норма-

лизации, улучшения, закалки и низкого отпуска, а также поверхностного упрочнения ТВЧ для изготовления ответственных деталей, работающих при наличии ударных и вибрационных нагрузок [3 и др.].

Однако имеют место единичные случаи разрушения деталей, выполненных из данного материала с поверхностно-закалённым слоем. Причиной разрушения деталей являлось зарождение трещины на термически упрочнённой поверхности и её развитие при нагрузках, не превышающих допустимые.

Целесообразно выявить особенности формирования структуры материала и разработать рекомендации к совершенствованию технологии термообработки, предоставляющей возможность снизить вероятность зарождения усталостных трещин в деталях типа полуось коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания в процессе эксплуатации.

Выявление особенностей формирования структуры материала после проведения поверхностного упрочнения.

Проведены металлографические исследования области излома стали 40ХН после поверхностного упрочнения ТВЧ. Область излома стали 40ХН, выполненного под углом 15° к обработанной поверхности, представлена на рис. 1, на котором отчётливо различимы две зоны, рельеф которых различен.



Рис. 1. Область излома стали 40XN, выполненного под углом 15° к обработанной поверхности; увелич. $\times 15$

Приповерхностный слой после обработки лазерным воздействием имеет менее грубый рельеф. Структура представляет собой мартенсит, что характерно для закаленной структуры. Сердцевина характеризуется структурой с грубым рельефом. При проведении исследований микроструктуры излома с использованием растрового электронного микроскопа VEGA\ SB, Tescan выявлены формирующиеся в радиальном направлении трещины (рис. 2.). Структура материала сердцевины образца состоит преимущественно из сорбита и троостита и содержит неоднородности и выделения примесных фаз. Выделение фаз с более высокой температурой плавления, чем основной материал, обычно происходит по границам зёрен. Приложение периодических нагрузок приводит к формированию трещин на границах зерна, в дальнейшем распространение трещин происходит как по границам, так и через тело зерна.

Установлено, что наличие в доэвтектоидной стали 40XN ликваций серы и её соединений приводит к ускоренному развитию усталостного разрушения. Степень влияния неметаллических включений зависит от их формы, количества и характера распределения в объёме металлического материала, а также от химического состава и свойств. В результате металлографических и фактографических исследований определено, что неметаллические включения с содержанием серы до 20...25 % имеют цилиндрическую

форму и ориентированы вдоль оси детали, длина отдельных включений – более 100 мкм, а диаметр – около 2 мкм. Усталостные свойства при наличии включений имеют резко выраженную ориентацию.

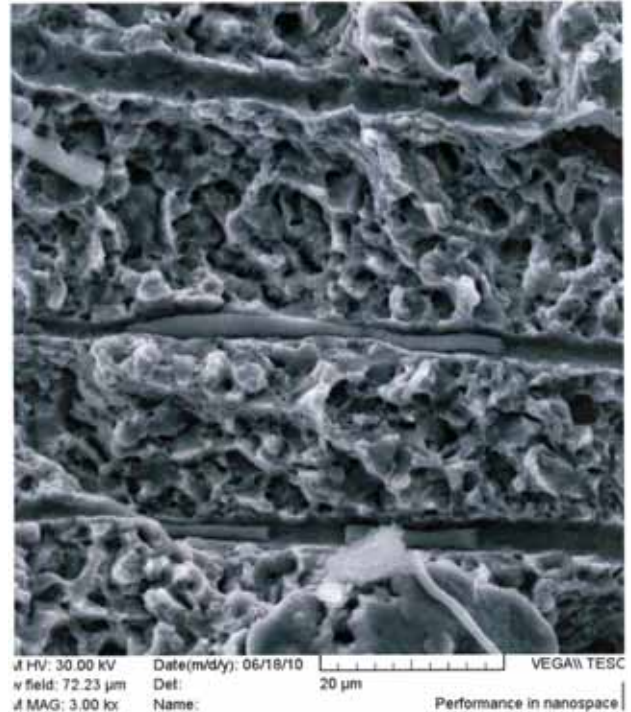


Рис. 2. Изображение сердцевины детали из стали 40XN; увелич. $\times 3000$

Разработка рекомендаций к совершенствованию технологии термообработки

Прогрессивным способом улучшения физико-механических свойств материалов является применение лазерного воздействия, важной особенностью которого является то, что плотность мощности сфокусированного излучения может превосходить практически все существующие источники нагрева. При сверхбыстром нагреве и охлаждении в металлических материалах происходит образование неравновесных структур. Целесообразность применения методов лазерного воздействия определяется возможностью бесконтактного, строго дозированного интенсивного подвода энергии на поверхность изделия. Обеспечивается локальность по глубине и площади физических процессов, протекающих в зоне термического влияния, при сохранении исходных свойств материала в остальном объёме и отсутствии значитель-

ных деформаций. Применение лазерного поверхностного упрочнения в ряде случаев позволяет повысить надежность изделий, снизить вероятность их разрушения за счет увеличения предела усталостной выносливости [4-9].

Определены температурно-скоростные режимы лазерной термообработки деталей из стали 40ХН. Для проведения исследований использовался технологический СО₂ слэб-лазер ROFIN DC 010 с диффузионным охлаждением и высокочастотной накачкой. Осуществлялось воздействие квазинепрерывным лазерным излучением. Температурно-скоростные режимы обработки при воздействии квазинепрерывного излучения определяются величиной и распределением плотности мощности в пятне нагрева, а также длительностью воздействия и частотой следования импульсов. Применялось устройство формирования лазерного излучения на основе фокусатора излучения в отрезок равномерной интенсивности. Измерение распределения интенсивности лазерного излучения в фокальной плоскости фокусатора проводилось измерителем мощности ИМО-2Н, перемещающимся в системе координат, перпендикулярной оси луча, и снабжённым квадратной диафрагмой площадью 10^{-8} м^2 . Снижение мощности лазерного излучения достигалось при увеличении скважности импульсов. Контроль температурного поля в центре энергетического источника на поверхности образца осуществлялся с помощью бесконтактного инфракрасного пирометра «Кельвин-1300 ЛЦМ» с диапазоном измерения температур 300...1300 °С [10, 11].

Установлено, что лазерная обработка приводит к существенным изменениям в структуре обрабатываемого материала. Металлографические исследования образцов из стали 40ХН показали, что при обработке без оплавления поверхности область термического влияния состоит из нескольких слоев, микротвердость каждого из которых в различной степени отличается от исходной. Верхний, наиболее твёрдый слой представляет собой мартенсит с микротвердостью $H_{\mu} = (7500...8000) \cdot 10^6 \text{ Па}$. Под ним

расположена область неполной закалки, имеющая структуру из мартенсита и феррита. Третий слой – переходная зона. При лазерном воздействии на предварительно термообработанную сталь в этом слое имеет место понижение микротвердости, связанное с образованием структур отпуска – троостоферрита, троостита или сорбита. Исходная структура материала – сорбит с твёрдостью $H_{\mu} = (2850...3410) \cdot 10^6 \text{ Па}$. Формирование таких структур в области лазерного воздействия обусловлено характером распределения температурных полей и различием в скорости охлаждения по глубине зоны термического влияния. При лазерном воздействии с требуемым распределением плотности мощности высокие скорости охлаждения при лазерном термоупрочнении обуславливают большую неоднородность и повышенную дисперсность структуры, увеличение плотности дислокаций и других дефектов кристаллической решётки, что является основными причинами увеличения твёрдости обрабатываемых материалов.

В результате проведенных исследований установлено, что применение лазерной термообработки деталей из стали 40ХН по схеме нагрева по спирали приводит к измельчению размера зерна, дроблению и более равномерному распределению соединений серы. В результате возрастает сопротивление усталостному разрушению при росте микротвердости поверхностного слоя в зоне термического влияния в 2...2,5 раза. Таким образом, лазерная термообработка с применением схемы нагрева по спирали позволяет значительно снизить вероятность зарождения усталостных трещин в деталях типа полуоси коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания в процессе эксплуатации.

Заключение

Проведены металлографические исследования области излома стали 40ХН после поверхностного упрочнения ТВЧ. Установлено, что наличие в доэвтектоидной стали 40ХН ликваций серы и её соединений приводит к ускоренному развитию усталостного разрушения. Степень влияния неметаллических включений зависит от их формы, количества и характера распределения в объёме

металлического материала, а также от химического состава и свойств. В результате металлографических и фактографических исследований определено, что неметаллические включения с содержанием серы до 20...25 % имеют цилиндрическую форму и ориентированы вдоль оси детали, длина отдельных включений – более 100 мкм, а диаметр – около 2 мкм. Усталостные свойства при наличии включений имеют резко выраженную ориентацию.

Определены температурно-скоростные режимы лазерной термообработки деталей из стали 40ХН. Для проведения исследований использовался технологический СО₂ слэб-лазер ROFIN DC 010 с диффузионным охлаждением и высокочастотной накачкой. Лазерная термообработка деталей из стали 40ХН с применением схемы нагрева по спирали позволяет повысить сопротивление усталостному разрушению при увеличении микротвердости поверхностного слоя в зоне термического влияния в 2...2,5 раза. Возможно значительно снизить вероятность зарождения усталостных трещин в деталях типа полуось коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания в процессе эксплуатации.

Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы.

Библиографический список

1. Горицкий, В.М. Структура и усталостное разрушение металлов [Текст] / В.М. Горицкий, В.Ф. Терентьев. - М.: Металлургия, 1980. - 208с.
2. Трощенко, В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов [Текст]: справочник, Ч.1,2. / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский - Киев: Наукова думка, 1987. - 1324 с.
3. Приданцев, М.В. Конструкционные стали [Текст]: справочник / М.В. Приданцев,

Л.Н. Давыдова, И.А. Тамарина - М.: Металлургия, 1980. - 288с.

4. Влияние лазерной обработки на сопротивление усталости и износостойкость сталей [Текст] / М.Я. Гальперин, И.М. Петрова, Л.И. Куксенова [и др.] // Вестн. машиностроения, 1985. - № 11 - С. 12-14.

5. Повышение усталостной прочности конструкций с помощью локального лазерного нагрева [Текст] / Н.И. Ободан, А.Г. Пацюк, А.П. Лопатенко [и др.] // Проблемы прочности, 1995. - № 4 - С.10-17.

6. Hackel, L.A. Shaping the future - laser peening technology has come of age // TSP. 2005. Vol 19, - № 3 - P. 8-12.

7. Мурзин, С.П. Проектирование прогрессивных технологических процессов лазерной обработки деталей при производстве двигателей и энергетических установок [Текст] / С.П. Мурзин // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. - Вып. 2 (10) - Ч. 2. - С. 245-249.

8. Мурзин, С.П. Технологический метод повышения эксплуатационных характеристик деталей двигателей летательных аппаратов и энергоустановок лазерной обработкой [Текст] / С.П. Мурзин, В.И. Артюшина // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. Вып. 2 (10). - Ч. 2. - С. 250-254.

9. Мурзин, С.П. Разработка технологического метода повышения эксплуатационных характеристик деталей лазерной обработкой и определение требований к применению фокусаторов излучения [Текст] / С.П. Мурзин // Компьютерная оптика. 2006. - Вып. 30. - С. 44-48.

10. Мурзин, С.П. Исследования температурных полей в конструкционной стали при воздействии лазерных потоков, сформированных фокусаторами излучения [Текст] / С.П. Мурзин, Е.Л. Осетров // Компьютерная оптика. 2007. - Т. 31, - № 3. - С. 59-61.

11. Мурзин, С.П. Моделирование тепловых процессов при лазерной обработке материалов с применением фокусаторов излучения [Текст] / С.П. Мурзин, Е.Л. Осетров, С.А. Сорокина // Изв. Самар. науч. центра РАН, 2007. - Т. 9, - № 3 - С. 626-629.

INCREASE OF CHROME-NICKEL STEEL 40XH FATIGUE FAILURE RESISTANCE BY LASER INFLUENCE

© 2011 V. I. Tregub, A. M. Nikiforov

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

Properties of used constructional materials mainly define increasing of aviation product's operational indicators. Fatigue failure resistance of metal materials, as well as other physicomechanical properties, substantially depends on structure. Laser heat treatment of details from steel 40XH allows raise fatigue failure resistance at microhardness increasing of a blanket in thermal influence zone in 2...2,5 times. It's possible to get lower probability of fatigue cracks origin while in service.

Fatigue failure, constructional material, steel, laser influence, heat treatment, physicomechanical properties, structure, microhardness, probability.

Информация об авторах

Трегуб Валерий Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии металлов и авиаматериаловедения, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-46-61. E-mail: tvj_v@rambler.ru. Область научных интересов: лазерные технологии, материаловедение.

Никифоров Аркадий Михайлович, учебный мастер кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-46-61. E-mail: murzin@ssau.ru. Область научных интересов: внедрение лазерных технологий в учебный процесс.

Tregub Valery Ivanovich, Candidate of Engineering science, the associate professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: tvj_v@rambler.ru. Phone: (846) 267-46-61. Area of research: laser technology, science of materials.

Nikiforov Arkady Mikhailovich, the educational master, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-46-61. E-mail: murzin@ssau.ru. Area of research: introduction of laser technologies in educational process.

УДК 539.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСКВОЗНЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ТРЕЩИН В ТОНКОСТЕННЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

© 2011 Ю. В. Скворцов, С. В. Глушков

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

Для тонкостенных конструкций интерес часто представляют несквозные, и в первую очередь, поверхностные трещины. Авторами разработана программа-макрос *crack_sf.mac* с использованием языка APDL для более точного вычисления параметров механики разрушения вдоль фронта поверхностной трещины.

Поверхностная трещина, метод конечных элементов, коэффициент интенсивности напряжений, J-интеграл, метод интегрирования по области.

На этапе проектирования необходимо учитывать множество факторов, влияющих на прочность и надёжность конструкций. Одними из них являются различные повреждения, возникающие в процессе производства, а также при эксплуатации.

Повреждения (или дефекты) по степени создаваемой ими концентрации обычно делятся на трещиноподобные и нетрещиноподобные. Очевидно, что наиболее опасными являются трещины с острым концом. Для тонкостенных конструкций различают сквозные и несквозные (внутренние и поверхностные) трещины. Для систем, эксплуатирующихся под давлением, появление сквозных трещин является причиной нарушения работоспособности объекта и обычно классифицируются как полный отказ.

Таким образом, для тонкостенных конструкций интерес часто представляют несквозные и, в первую очередь, (учитывая сравнительно малую толщину стенки трубы) поверхностные трещины. Очевидно, что такие трещины имеют трёхмерный характер. При неполноте информации о дефекте, а также для упрощения расчёта здесь целесообразно использовать аппроксимацию его трещиной полуэллиптической формы.

В механике разрушения обычно предполагают, что условия разрушения можно представить одним параметром, в качестве которого принимают коэффициент интенсивности напряжений, J -интеграл или раскрытие в вершине трещины, т.е. используют однопараметрический критерий разрушения [1, 2, 3]. Согласно этому критерию и оценивают прочность элемента конструкции, содержащего трещину.

Следует отметить, что в настоящее время хорошо разработаны методы вычисления параметров механики разрушения лишь применительно к решению плоской задачи (при условиях плоской деформации или плоского напряжённого состояния). Однако трещины, возникающие в реальных конструкциях, имеют трёхмерный характер, что в значительной степени затрудняет определение коэффициента интенсивности напряжений и J -интеграла. В этом случае значения данных параметров могут изменяться вдоль фронта трещины.

В трёхмерных конструкциях с трещинами напряжённо-деформированное состояние приближается асимптотически к условиям плоской деформации лишь у линии фронта. Поэтому использование двумерного J -интеграла возможно лишь в том случае, когда контур интегрирования выбирается в непосредственной близости от точки фронта трещины. Как известно, здесь поля напряжений и деформаций определяются методом конечных элементов (МКЭ) наименее точно. Выходом из этой ситуации является применение для вычисления J -интеграла метода интегрирования по области (the domain integral method) [4]. Суть данного подхода состоит в преобразовании при помощи формулы Гаусса-Остроградского двумерного контурного J -интеграла в интеграл по площади, ограниченной контуром, и трёхмерного поверхностного J -интеграла в интеграл по объёму, ограниченному поверхностью. Метод интегрирования по области (площади или объёму) по сравнению с традиционным подходом вычисления J -интеграла в большей степени совместим с процедурой МКЭ-

решения. Поэтому он легко реализуем и обеспечивает более высокую точность. Следует отметить, что современные МКЭ-пакеты, такие как ANSYS и ABAQUS, для оценки J -интеграла используют именно метод интегрирования по области.

Следует отметить, что поставляемые вместе с МКЭ-пакетом ANSYS макросы *ctmort.mac* и *ctmesh.mac* для моделирования трёхмерных трещин обладают рядом недостатков. Во-первых, они требуют задания чрезмерно большого объёма входных параметров, непонятных и ненужных рядовому пользователю. Во-вторых, они позволяют моделировать лишь такие поверхностные трещины, длина которых не превышает толщину конструкции (т.е. с их помощью практически нельзя моделировать трещины в тонкостенных конструкциях). В-третьих, отношение полуосей полуэллиптической трещины не должно быть слишком малым или слишком большим (т.е. форма трещины должна быть близкой к полукругу).

Разработанная авторами программа-макрос *crack_sf.mac* с использованием языка APDL лишена указанных выше недостатков. Входными данными для этой программы являются следующие параметры:

V_0 – номер исходного объёма, в котором моделируется трещина;

h – толщина стенки конструкции h ;

crk_leng – длина трещины $2a$;

crk_depth – глубина трещины l ;

quality – качество сетки (= -1 – низкое; = 0 – среднее; = 1 – высокое);

shape – форма элементов по боковым граням прямоугольного блока, окружающего трещину (= 0 – четырехугольная; = 1 – треугольная).

Местоположение трещины в объёме V_0 здесь определяется с помощью рабочей плоскости, касательной к его грани, как показано на рис. 1. Начало рабочей плоскости должно располагаться посередине длины трещины в точке граничной поверхности объёма (или на незначительном расстоянии от неё), причём ось WX ориентируется вдоль длины трещины, а ось WZ – в направлении глубины (при этом ось WY будет перпендикулярна плоскости дефекта).

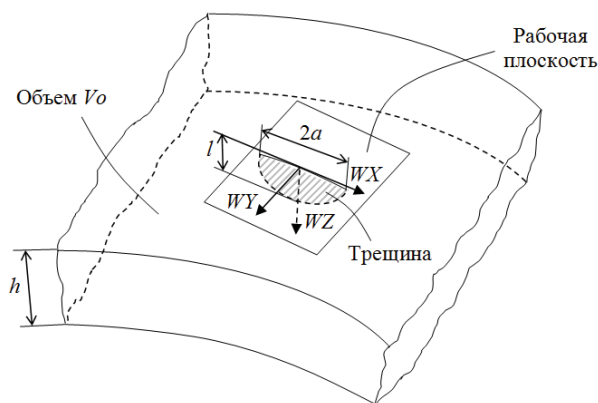


Рис. 1. Определение местоположения трещины

Для более точного вычисления параметров механики разрушения вдоль фронта трещины строится окружающий его (круглый в сечении) объём. При этом радиус объёма может меняться в зависимости от кривизны линии фронта, что позволяет моделировать сильно вытянутые трещины (с большим или малым отношением полуосей l/a). Кроме того, такой подход даёт возможность идеализации очень глубоких трещин, размер l которых приближается к толщине стенки h .

Окружающий фронт трещины объём (с помощью операции вытягивания плоской сетки в объёмную) разбивается на шестигранные конечные элементы трёхмерного тела *SOLID186*, имеющие второй порядок (20 узлов). В каждом поперечном сечении объёма данная сетка является регулярной радиальной, причём в зависимости от задаваемого параметра качества *quality* число элементов в радиальном направлении меняется от 4 до 10, а в окружном – от 12 до 20. Следует отметить, что первый ряд (непосредственно примыкающий к линии фронта) состоит из сингулярных элементов клиновидной формы со смещёнными к фронту на четверть длины стороны промежуточными узлами.

Прямоугольный блок с размерами $4a \times 2a \times h$ вокруг трещины разбивается сначала при помощи свободной сетки на элементы *SOLID186*. Затем все элементы в этой области, имеющие форму тетраэдра, заменяются 10-узловыми (тетраэдральными невырожденными) элементами *SOLID187*. Пример получаемой сетки конечных элементов показан на рис. 2.

В конце макроса *crack_sf.mac* содержатся команды для активизации процесса вычисления *J*-интеграла методом интегрирования по области.

В результате выполнения данной программы узлы, расположенные на линии фронта, записываются в компонент *CRACKTIP*.

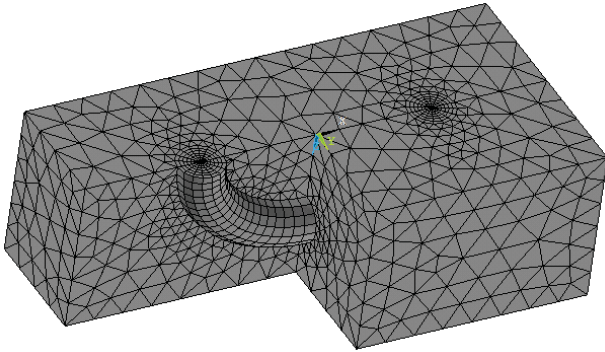


Рис. 2. Конечно-элементная модель поверхностной трещины

После выполнения МКЭ-анализа для вычисления значений коэффициентов интенсивности напряжений K_I , K_{II} и K_{III} в зависимости от угловой координаты θ точек линии фронта (рис. 3) можно воспользоваться специально разработанным макросом *sif.mac*.

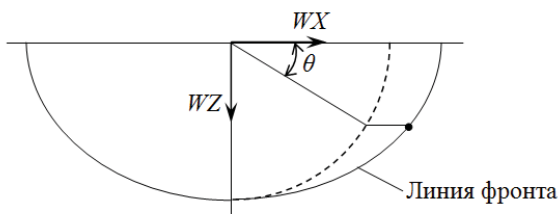


Рис. 3. Угловая координата точек линии фронта

Для работы данной программы необходимо задать лишь номер материала. Кроме того, здесь требуется компонент *CRACKTIP*, содержащий узлы на линии фронта (автоматически формируемый макросом *crack_sf.mac*).

При вычислении значений коэффициентов интенсивности напряжений в каждом узле фронта трещины (исключая промежуточные) сначала определяется локальная система координат с осью x , нормальной к линии фронта, и осью y , перпендикулярной поверхности трещины (рис. 4). Далее задаётся траектория с помощью пяти узлов на поверхностях трещины в плоскости, перпендикулярной её фронту. И, наконец, для вычисления значений K_I , K_{II} и K_{III} используется команда *KCALC*.

Результаты расчета записываются в текстовый файл *sif_rez.txt*, где для случаев плоской деформации (*plane strain*) и плоского напряжённого состояния (*plane stress*) для каждого узла фронта трещины (кроме промежуточных) приводятся угловая координата θ , коэффициенты интенсивности напряжений K_I , K_{II} и K_{III} , а также значение *J*-интеграла, вычисляемое по формуле

$$J = \frac{1}{E'}(K_I^2 + K_{II}^2) + \frac{1+\mu}{E} K_{III}^2, \quad (1)$$

причём для плоской деформации $E' = \frac{E}{1-\mu^2}$,

а для плоского напряженного состояния $E' = E$. Здесь E – модуль упругости; μ – коэффициент Пуассона.

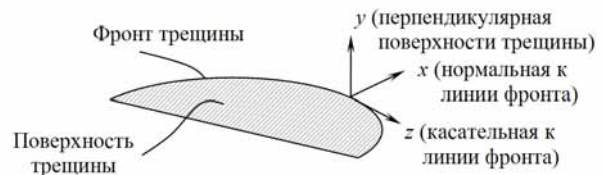


Рис. 4. Локальная система координат

Для вычисления значений *J*-интеграла методом интегрирования по области следует воспользоваться разработанным макросом *J_integral.mac*.

Для работы данной программы в качестве входных параметров требуется задать номер трещины и номер контура. При этом узлы, расположенные на линии фронта трещины, должны быть помещены в компонент *CRACKTIP*. Кроме того, рабочая плоскость, определяющая местоположение трещины, должна быть ориентирована, как показано на рис. 1.

Следует отметить, что если для моделирования трещины используется программа *crack_sf.mac*, то номер трещины необходимо задать равным единице. Номер контура, определяющего область интегрирования, здесь можно задавать в диапазоне от 1 до 4 (если *quality* = -1), 7 (если *quality* = 0) или 10 (если *quality* = 1).

Программа *J_integral.mac* записывает результаты расчёта в текстовый файл *j-int_rez.txt*, где для каждого узла фронта трещины (кроме промежуточных) приводят-

ся значения угловой координаты θ и J -интеграла.

В качестве примера реализации описанной выше методики рассматривается труба 820x12, нагруженная внутренним давлением $p = 8$ МПа и осевыми напряжениями $\sigma = 135$ МПа. Материал трубы Ст 7Г1С: $E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $\sigma_t = 353$ МПа; $\sigma_b = 510$ МПа.

Предполагается, что в стенке имеется наружная поверхностная трещина (длиной $2a = 20$ мм; глубиной $l = 6$ мм), ориентированная под углом 45° к продольной оси. Моделируемый фрагмент трубы изображен на рис. 5.

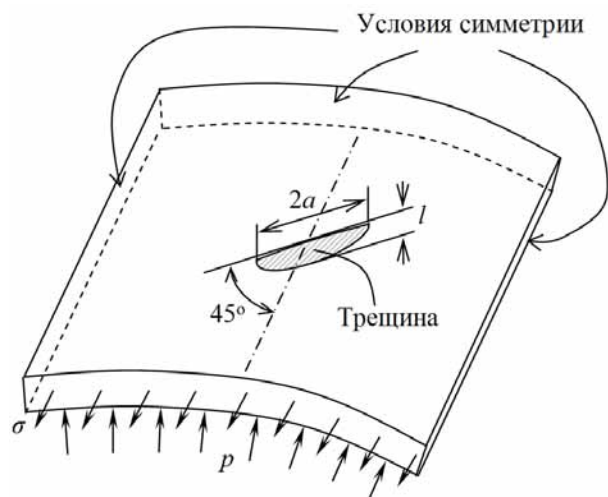


Рис. 5. Фрагмент трубы с наружной трещиной

Конечно-элементная модель рассматриваемого фрагмента стенки трубы с полуэллиптической трещиной показана на рис. 6.

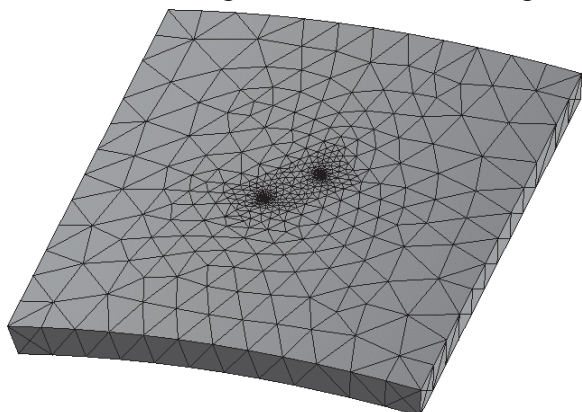


Рис. 6. Конечно-элементная модель

Получаемое в результате МКЭ-анализа поле эквивалентных напряжений по Мизесу в окрестности вершины дефекта представлено на рис. 7.

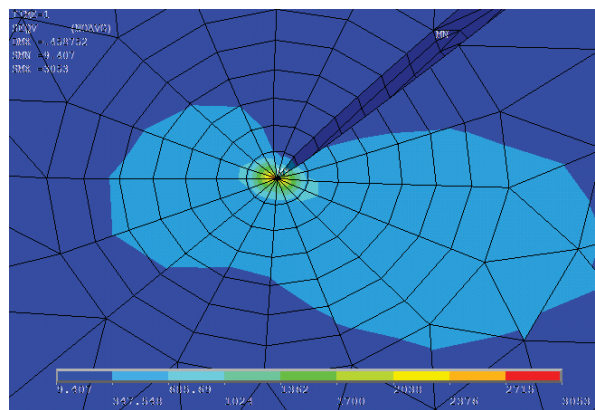


Рис. 7. Напряжения по Мизесу

Зависимости параметров механики разрушения от угловой координаты θ показаны на рис. 8. При этом линия 1 представляет собой результаты расчета трёхмерного J -интеграла методом интегрирования по области (макрос *J_integral.mac*). Остальные кривые получены путем вычисления J -интеграла по формуле (1) через коэффициенты интенсивности напряжений (макрос *sif.mac*), причём линия 2 соответствует условиям плоской деформации, а 3 – условиям плоского напряжённого состояния. Видно, что внутри стенки трубы трёхмерное решение ближе к плоской деформации, а на свободной поверхности – к плоскому напряжённому состоянию.

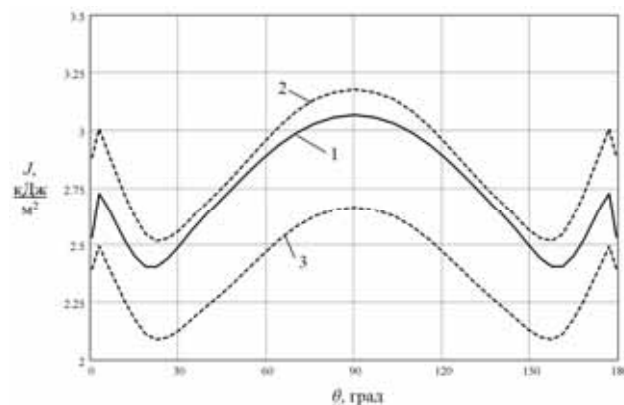


Рис. 8. Изменение J -интеграла вдоль фронта трещины

Для демонстрации инвариантности J -интеграла в табл. 1 приведены значения этой величины, рассчитанные по различным контурам (областям интегрирования) в нескольких точках линии фронта.

Таблица 1. Проверка инвариантности
 J -интеграла (кДж/м²)

№ контура	θ , град			
	0,6	30,6	58,9	90
1	2,2721	2,2581	2,6029	2,7731
2	2,5222	2,4970	2,8783	3,0665
3	2,5246	2,4986	2,8797	3,0679
4	2,5262	2,4993	2,8798	3,0682
5	2,5279	2,4995	2,8801	3,0683
6	2,5299	2,4999	2,8802	3,0683
7	2,5326	2,5002	2,8801	3,0682

Если исключить первый контур (включающий конечные элементы, непосредственно примыкающие к фронту трещины, где параметры напряженно-деформированного состояния рассчитываются МКЭ наименее точно), то максимальный разброс в значениях J для различных контуров составляет всего 0,2%.

Библиографический список

1. Морозов, Е.М. Метод конечных элементов в механике разрушения [Текст] / Е.М. Морозов, Г.П. Никишков. – М.: Изд-во ЛКИ, 2008. – 256 с.
2. Партон, В.З. Механика упругопластического разрушения: основы механики разрушения [Текст] / В.З. Партон, Е.М. Морозов. – М.: Изд-во ЛКИ, 2008. – 352 с.
3. Сиратори, М. Вычислительная механика разрушения: пер. с японск. [Текст] / М. Сиратори, Т. Миеси, Х. Мацусита. – М.: Мир, 1986. – 334 с.
4. Shih, C.F. Energy release rate along a three-dimensional crack front in a thermally stressed body [Text] / C.F. Shih, B. Moran, T. Nakamura // Int. J. of Fracture. – 1986. – V. 30, N 2. – P. 79-102.

MODELING NON-THROUGH SURFACE CRACKS IN THE THIN-WALLED STRUCTURES

© 2011 Yu. V. Skvortsov, S. V. Glushkov

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

Describes the program developed macros for the automatic modeling of the FEM-package ANSYS three-dimensional surface cracks in thin-walled structures and calculate the parameters of fracture mechanics along the curved semi-elliptical crack front. In order to determine the values of J-integral method of integrating the region. We give a numerical example of modeling the outer surface cracks in the pipe and the results of calculating the parameters of fracture mechanics.

Surface crack, finite element method, stress intensity factor, J-integral, domain method.

Информация об авторах

Скворцов Юрий Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры прочности летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-45-21, 958-89-73. E-mail: proch@ssau.ru. Область научных интересов: надёжность, динамика и прочность конструкций, механика разрушения, метод конечных элементов.

Глушков Сергей Валериевич, аспирант кафедры прочности летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-45-21. E-mail: GlushkovSergeyV@gmail.com. Область научных интересов: метод конечных элементов, прочность и надёжность конструкций, численные методы механики разрушения.

Skvortsov Yury Vitalievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-45-21, 958-89-73. E-mail: proch@ssau.ru. Area of Research: calculating the parameters of fracture mechanics.

Glushkov Sergey Valerievich, postgraduate, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-45-21. E-mail: Glushkov-SergeyV@gmail.com. Area of Research: calculating the parameters of fracture mechanics.

АНАЛИЗ ПОГРЕШНОСТЕЙ МНОГОКООРДИНАТНОЙ ОБРАБОТКИ НА СТАНКАХ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

© 2011 Е. Ю. Исмаилова

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

Рассмотрены факторы, влияющие на числовую величину, положение в пространстве и характер распределения замыкающего вектора пространственной размерной цепи, который выражает сумму производственных погрешностей, действующих при многокоординатной обработке на станках с ЧПУ.

Пространственная размерная цепь, многокоординатная обработка, станок с ЧПУ.

При изготовлении сложных фасонных поверхностей деталей машин и механизмов, в том числе деталей газотурбинных двигателей – валов, корпусов, лопаток, в части механической обработки применяются станки с числовым программным управлением. Процесс формообразования поверхностей деталей при этом связан с управлением по

двум, трем и более координатам, следовательно, на точность обработки деталей будут оказывать влияние действующие в технологической системе систематические постоянные, систематические закономерно изменяющиеся и случайные факторы по каждой управляемой координате (рис. 1).

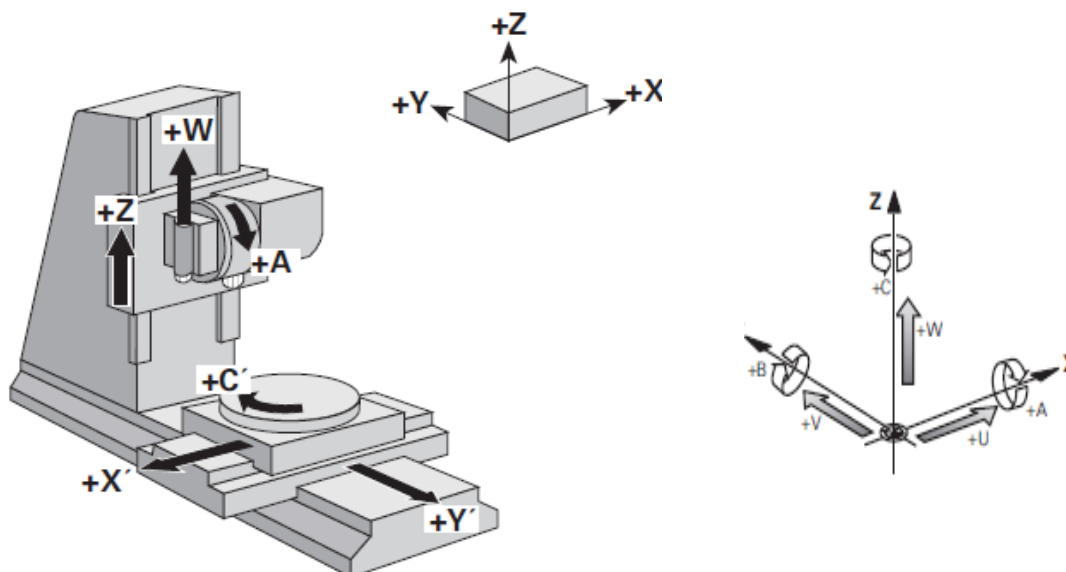


Рис. 1. Оси координат станка согласно рекомендациям ИСО

При управлении обработкой по двум координатам X и Y формообразование происходит в координатной плоскости $X_1O_1Y_1$. В этом случае суммарное действие производственных погрешностей графически можно представить вектором \bar{R}_1 (рис. 2).

При наличии на станке с ЧПУ поворотного стола появляется возможность автоматического управления поворотом вокруг оси Z . Согласно рекомендациям ИСО

поворотные координаты вокруг осей X , Y , Z обозначаются символами A , B , C соответственно (см. рис. 1).

Третья управляемая координата «С» внесет угловую ошибку. При этом повороте координатная плоскость $Y_1O_1Z_1$ повернется на угол φ . На рис. 2 показано новое возможное положение системы координат – $X_2Y_2Z_2$, начало которой совмещено с концом вектора R_1 .

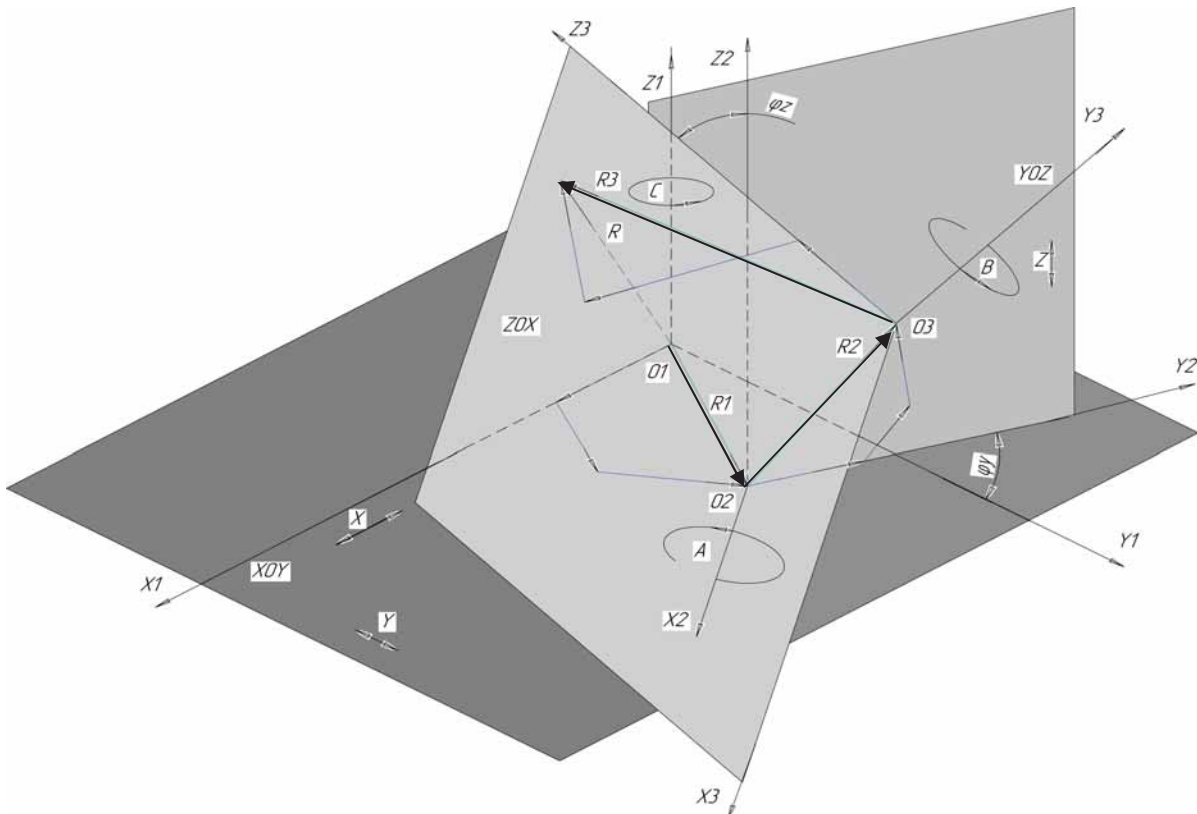


Рис. 2. Схема связей координатных плоскостей и векторных погрешностей при управлении станком с ЧПУ по пяти координатам

Перемещение в плоскости $Y_2O_2Z_2$ добавляет к автоматическому управлению четвертую координату – Z . Погрешности, которые действуют в координатной плоскости $Y_2O_2Z_2$, графически могут быть выражены суммарным вектором \bar{R}_2 . Подобным образом вектором \bar{R}_3 выражены суммарные погрешности, действующие в координатной плоскости $Z_3O_3X_3$, и вектором \bar{R}_4 – суммарные погрешности в плоскости $X_4O_4Y_4$, которая не совпадает с первоначальной координатной плоскостью $X_1O_1Y_1$ (рис. 3).

Поворот «А» вокруг оси X реализует пятую управляемую координату. При этом система координат с началом, перенесенным в конец вектора R_2 , повернутая на угол φ_Z , займет возможное положение $X_3Y_3Z_3$ (см. рис. 2).

Шестая управляемая координата – поворот «В» вокруг оси Y – приведет систему координат, совмещенную с концом вектора \bar{R}_3 , через угол φ_X в следующее возможное положение – $X_4Y_4Z_4$ (см. рис. 3).

Автоматическое управление поворотами вокруг осей X и Y реализуется при на-

личии на станках с ЧПУ качающегося стола или поворотной инструментальной головки, с помощью которой происходит изменение ориентации оси режущего инструмента.

Таким образом, погрешности при обработке заготовки на станке с ЧПУ с управлением по шести координатам можно определить четырьмя векторами и тремя поворотами. Последовательность размерных связей при этом представлена схемой на рис. 4.

Цепь связей можно продолжать, исходя из требований к расположению обрабатываемых поверхностей заготовки.

Полученные схемы отражают всю совокупность линейных и угловых связей обрабатываемых размеров и погрешностей, действующих при обработке.

Для описания поворотов твердого тела в трехмерном пространстве используют углы Эйлера (ψ ; θ ; φ) – три угла вращения вокруг взаимно перпендикулярных осей, которые называются углами прецессии, нутации и собственного вращения. Более образно эти углы называют в аэродинамике: рысканье, тангаж и крен.

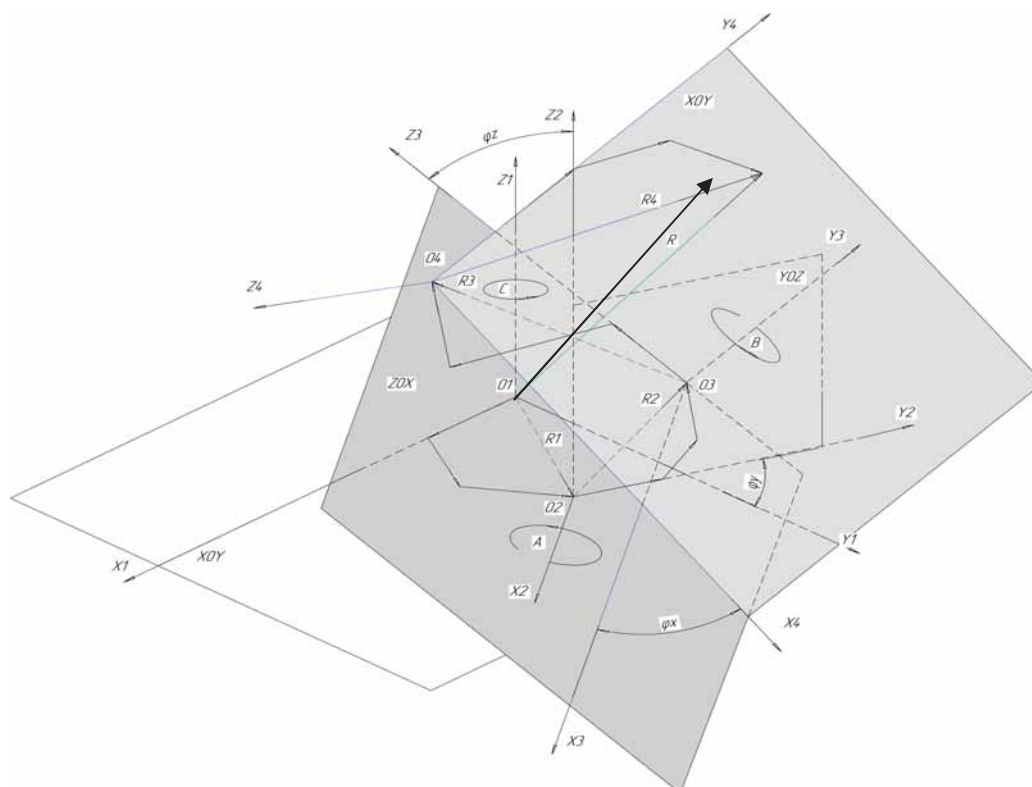


Рис. 3. Возможное положение координатной плоскости $X_4O_4Y_4$ и пространственного вектора \vec{R}_4 после поворота «В» системы координат (на угол φ_x)

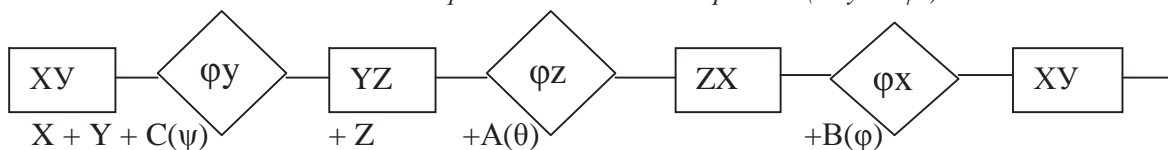


Рис. 4. Схема размерных связей

Несмотря на некоторое отличие, можно провести аналогию поворотов системы координат станка с ЧПУ с углами Эйлера:

- координата «С» (поворот вокруг оси Z) – угол прецессии ψ – рысканье;
- координата «А» (поворот вокруг оси X) – угол нутации θ – тангаж;

- координата «В» (поворот вокруг оси Y) – угол вращения φ – крен.

Тогда при переходе от одной системы координат к другой можно использовать матрицу перехода Эйлера (табл.1):

Таблица 1. Матрица перехода Эйлера

$\text{Cos}\varphi \cdot \text{Cos}\psi - \text{Sin}\varphi \cdot \text{Cos}\theta \cdot \text{Sin}\psi$	$-\text{Cos}\varphi \cdot \text{Sin}\psi - \text{Sin}\varphi \cdot \text{Cos}\theta \cdot \text{Cos}\psi$	$\text{Sin}\varphi \cdot \text{Cos}\theta$	0
$\text{Sin}\varphi \cdot \text{Cos}\psi + \text{Cos}\varphi \cdot \text{Cos}\theta \cdot \text{Sin}\psi$	$-\text{Sin}\varphi \cdot \text{Sin}\psi + \text{Cos}\varphi \cdot \text{Cos}\theta \cdot \text{Cos}\psi$	$-\text{Cos}\varphi \cdot \text{Sin}\theta$	0
$\text{Sin}\theta \cdot \text{Sin}\psi$	$\text{Sin}\theta \cdot \text{Cos}\psi$	$\text{Cos}\theta$	0
0	0	0	1

Поворотные координаты А,В,С имеют общее свойство с углами Эйлера – они некоммутативны, то есть конечное положение системы зависит от порядка, в котором совершаются повороты. Если повернуть по координате «С», а затем по координате «А», то ориентация заготовки не обязательно совпа-

дет с ориентацией при повороте сначала «А», а потом «С».

Графически пространственные погрешности образуют замкнутый пространственный многоугольник, сторонами которого являются векторы. Этот многоугольник выражает пространственную векторную цепь,

закрывающим звеном которой является суммарный вектор \bar{R} , а составляющими звеньями – векторы $\bar{R}_1, \bar{R}_2, \bar{R}_3$. Каждый вектор должен отражать всю совокупность погрешностей, влияющих на точность получения параметров в соответствующей координатной плоскости. Такими погрешностями могут быть:

- погрешность установки приспособления (смещение базовой точки приспособления относительно «нуля» станка);
- погрешность установки заготовки (смещение системы координат заготовки относительно базовой точки приспособления);
- погрешности настройки режущего инструмента;
- погрешности позиционирования по каждой координате, в том числе поворотной;
- погрешности, связанные с методом обработки;
- погрешности, связанные с дискретностью станка и другие.

Для обеспечения точности обработки на станке с ЧПУ необходимо, чтобы поле рассеивания ω суммы всех действующих при выполнении операции погрешностей было не больше допуска на выдерживаемые параметры детали, т.е.

$$\omega < T. \tag{1}$$

Таблица 2. Способы задания вектора в плоскости XOY

Варианты	X	Y	$ \bar{r} $	β
1	*	*		
2	*		*	
3	*			*
4		*	*	
5		*		*
6			*	*

Аналогично определяются векторы в координатной плоскости YOZ и XOZ.

Если составляющий вектор \bar{r}_1 рассматривать как точку плоскости с координатами (x_1, y_1) , то допуски на заданные значения координат вызовут возможное смещение точек конца вектора в пределах от x_{1min} до x_{1max} и от y_{1min} до y_{1max} . Из рис. 5,а видно, что координаты точек конца вектора будут рас-

Таким образом, задачей является: установить закон распределения и величину поля рассеивания суммарного вектора \bar{R} , который определяется в пространственной векторной цепи как замыкающее звено. Он будет функцией векторов – составляющих звеньев, и углов поворота φ , которые определяют положение одной координатной системы относительно другой:

$$\bar{R} = f(\bar{R}_1, \bar{R}_2, \bar{R}_3, \bar{R}_4, \varphi_y, \varphi_z, \varphi_x). \tag{2}$$

Очевидно, что определение вектора \bar{R} зависит от способа определения составляющих векторов. Для любого из векторов, лежащих в какой-либо координатной плоскости, существует не единственный способ определения.

Число возможных способов задания вычисляется по формуле:

$$C_m^n = \frac{n!}{m!(n-m)!} = \frac{4!}{2!(4-2)!} = 6, \tag{3}$$

где n – число возможных параметров для определения вектора в плоскости,

m – число необходимых и достаточных параметров.

Таким образом, вектор \bar{r}_1 в плоскости XOY может быть задан одним из следующих вариантов:

сеиваться в пределах некоторой прямоугольной области.

На рис. 5,б показана область рассеивания точек конца вектора, если он определен полярными координатами: модулем $|\bar{r}|$ и углом β и допусками на эти параметры. Формой области рассеивания в этом случае является часть кольца.

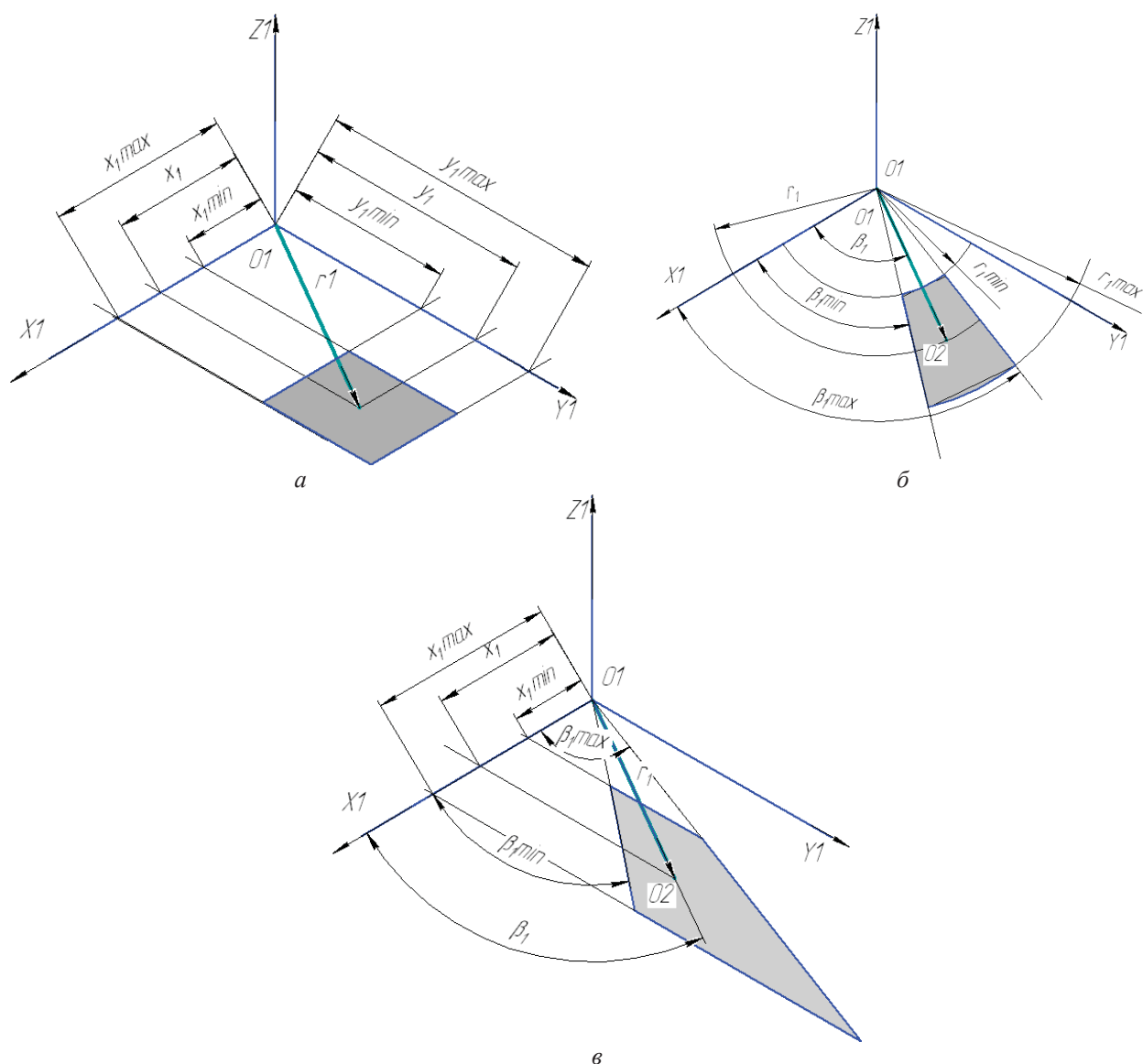


Рис. 5. Формы области рассеивания точек конца вектора при различных способах задания вектора: координатами x, y и их допусками (а); модулем $|\vec{r}|$, углом β и их допусками (б); координатой x , углом β и их допусками (в)

Если вектор определен комбинированным способом – одной из координат, например координатой x , углом β , то область рассеивания точек конца вектора за счет допусков на параметры (x, β) примет форму трапеции, что представлено на рис. 5, в.

Если теперь произвести суммирование двух векторов в плоскости, можно построить область рассеивания точек конца суммарного вектора $|\vec{R}|$. Допустим, что рассеивание первого вектора \vec{r}_1 определено прямоугольной областью (рис. 6, а). Точки конца второго вектора \vec{r}_2 имеют круговую область рассеивания. Такое сочетание может иметь ме-

сто при позиционировании в точку с заданными координатами.

Область точек конца вектора \vec{r}_2 может поворачиваться за счет погрешности угла поворота T_β .

Область рассеивания точек конца суммарного вектора сформируется путем плоскопараллельного переноса пучка векторов \vec{r}_2 по границе области рассеивания вектора \vec{r}_1 . Из рис. 6, в, г видно, что на форму суммарной области рассеивания двух векторов влияет последовательность слагаемых: сложение прямоугольной области с круговой и сложение кругового рассеивания с прямоугольным приводит к разному результату.

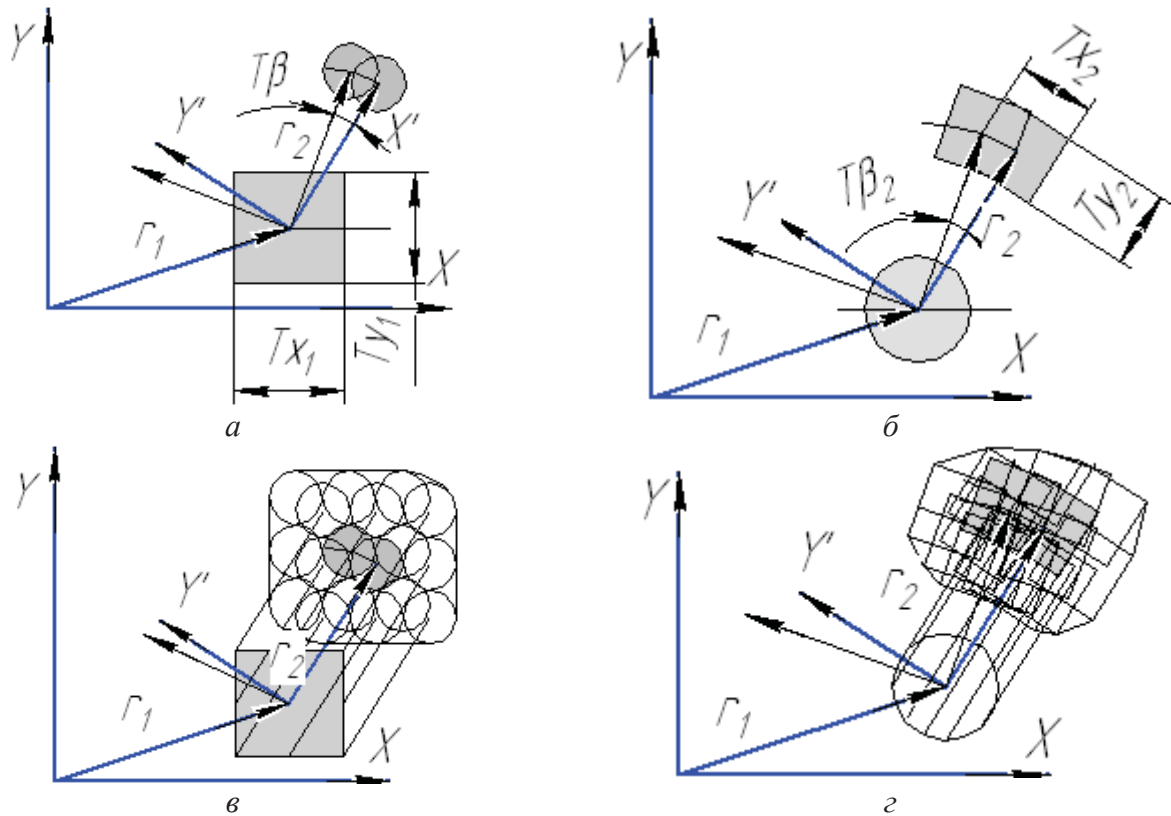


Рис. 6. Суммарная область рассеивания двух векторов

Отсюда следует, что суммирование многозвенной плоской векторной цепи приведет к сложной форме области рассеивания конца суммарного вектора, причем в каждой координатной плоскости (векторы \bar{R}_1 , \bar{R}_2 , \bar{R}_3 на рис. 1).

Последующее суммирование векторов в пространственной цепи еще более усложнит форму области рассеивания конца суммарного вектора \bar{R} (см. рис. 1, 2).

Эта сложная область будет основанием конической фигуры, которой определится фактическое значение замыкающего вектора \bar{R} и его положение в пространстве. Вершина конической фигуры находится в начале системы координат станка.

На положение замыкающего (суммарного) вектора в пространстве и на его область рассеивания, помимо рассмотренных параметров, будут влиять длины составляющих цепь векторов. Это видно из формулы (4) и доказано математически в исследовательских работах профессора Ф.И. Демина, т.е.

$$\omega R = f(\omega R_1, \omega R_2, \dots, \omega R_n, |\bar{R}_1|, |\bar{R}_2|, \dots, |\bar{R}_n|). \quad (4)$$

Вероятность попадания конца суммарного вектора в допустимые пределы зависит от законов распределения и числовых характеристик составляющих векторов.

Вывод

При многокоординатной обработке поверхностей деталей на станках с ЧПУ суммарная производственная погрешность может быть представлена замыкающим вектором пространственной размерной цепи.

На числовое значение замыкающего вектора, его положение в пространстве и характер распределения влияют следующие параметры:

- число управляемых координат;
- характер действующих производственных погрешностей;
- способы задания и форма области рассеивания точек конца составляющих векторов;
- последовательность суммирования составляющих векторов;
- длины составляющих векторов;
- углы поворота одной системы координат относительно другой;
- законы распределения составляющих погрешностей и их числовые характеристики.

Библиографический список

1. Базров, Б.М. Основы технологии машиностроения [Текст] / Б.М.Базров. М.: Машиностроение, 2007. – 736с.

2. Демин, Ф.И. Расчеты точности геометрических систем и моделей [Текст] / Ф.И. Демин // Основы теории точности машин и приборов. – СПб.: Наука, РАН, Институт проблем машиноведения, 1993. - С.87-125.

MISTAKES ANALYSIS OF MULTICOORDINATE PROCESSING ON THE MACHINE TOOLS WITH THE NUMERICAL CONTROL BY PROGRAM

© 2011 Е. Yu. Ismaylova

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

The examined factors, which influence on the numerical value, position in space and character of distribution of a closing vector of a dimensional chain which expresses the sum of the production errors, existing when multicoordinate processing on machine tools with the numerical control by program.

Error, a closing vector, random and systematic components, multicoordinate processing, character of distribution, a dimensional chain.

Информация об авторах

Исмайлова Елена Юрьевна, заведующая отделением технологии машиностроения авиационного техникума, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 995-21-99, (846) 959-47-34. E-mail: iselena-U@yandex.ru. Область научных интересов: точность обработки сложных поверхностей на станках с числовым программным управлением.

Ismaylova Elena Yuryevna, Managing branch «Technology of mechanical engineering» of Aerospace technical school, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 995-21-99, (846) 959-47-34. E-mail: iselena-U@yandex.ru. Area of research: The working on the machine tools with the numerical control by program.

УДК 621.452

МОДЕРНИЗАЦИЯ СЕРИЙНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2011 Е. И. Алексенцев¹, В. В. Бирюк¹, А. А. Неклюдов², А. А. Денисов²

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

²ОАО «КУЗНЕЦОВ», г. Самара

Модернизация серийных двигателей ОАО «АвтоВАЗ» для повышения эффективности работы за счет разработки ряда прогрессивных технических средств, реализация которых позволит повысить технические характеристики.

Двигатели, эффективность, модернизация, конструкция.

Отечественные поршневые двигатели, эксплуатируемые в различных отраслях хозяйства, имеют ряд недостатков. Это, в первую очередь, низкие показатели КПД – термического 0,35–0,38 и механического <85%, что уже требует модернизации.

Кроме того, необходимость модернизации серийных двигателей обуславливается также отсутствием конструктивных возможностей автоматического регулирования их мощности при изменении нагрузок.

За последние годы достигнуты определенные успехи в совершенствовании конструкции двигателей: повышена удельная мощность и сокращен расход топлива.

Так, на ОАО «АвтоВАЗ» создан двигатель марки ВАЗ–21116 (рис. 1–3) для нового автомобиля «Лада–Гранта» (рис. 4), имеющий удовлетворительные основные технические характеристики: удельная мощность –

41,25 кВт/л при $n=5600$ об/мин и удельный расход топлива – 255 г/кВтч.

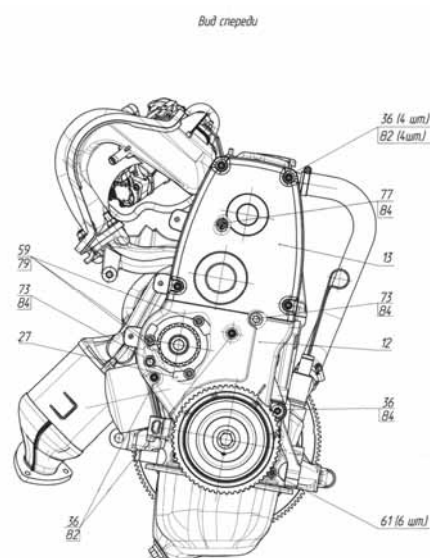


Рис.1. Двигатель ВАЗ – 21116 - вид спереди

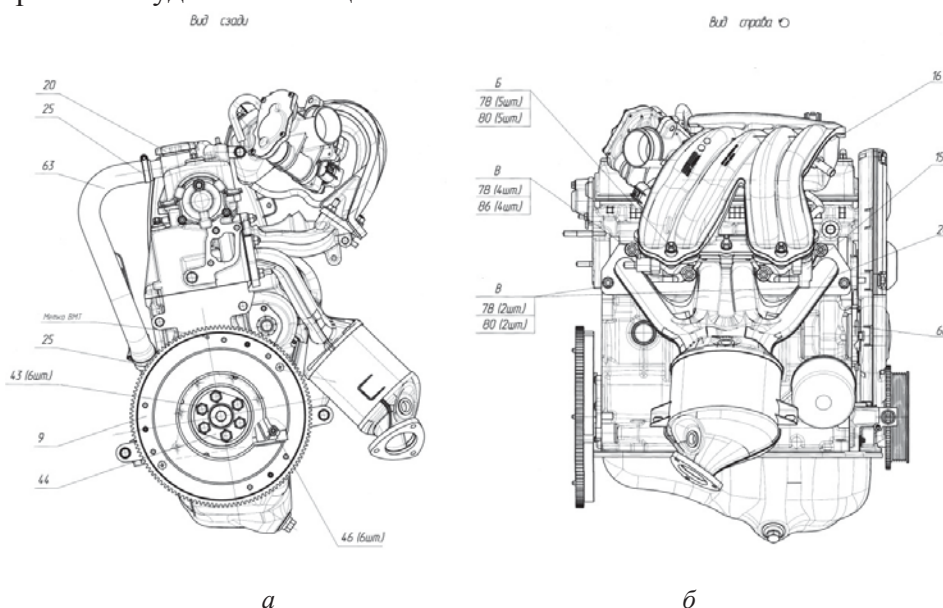


Рис.2. Двигатель ВАЗ – 21116: вид сзади (а) и вид справа (б)

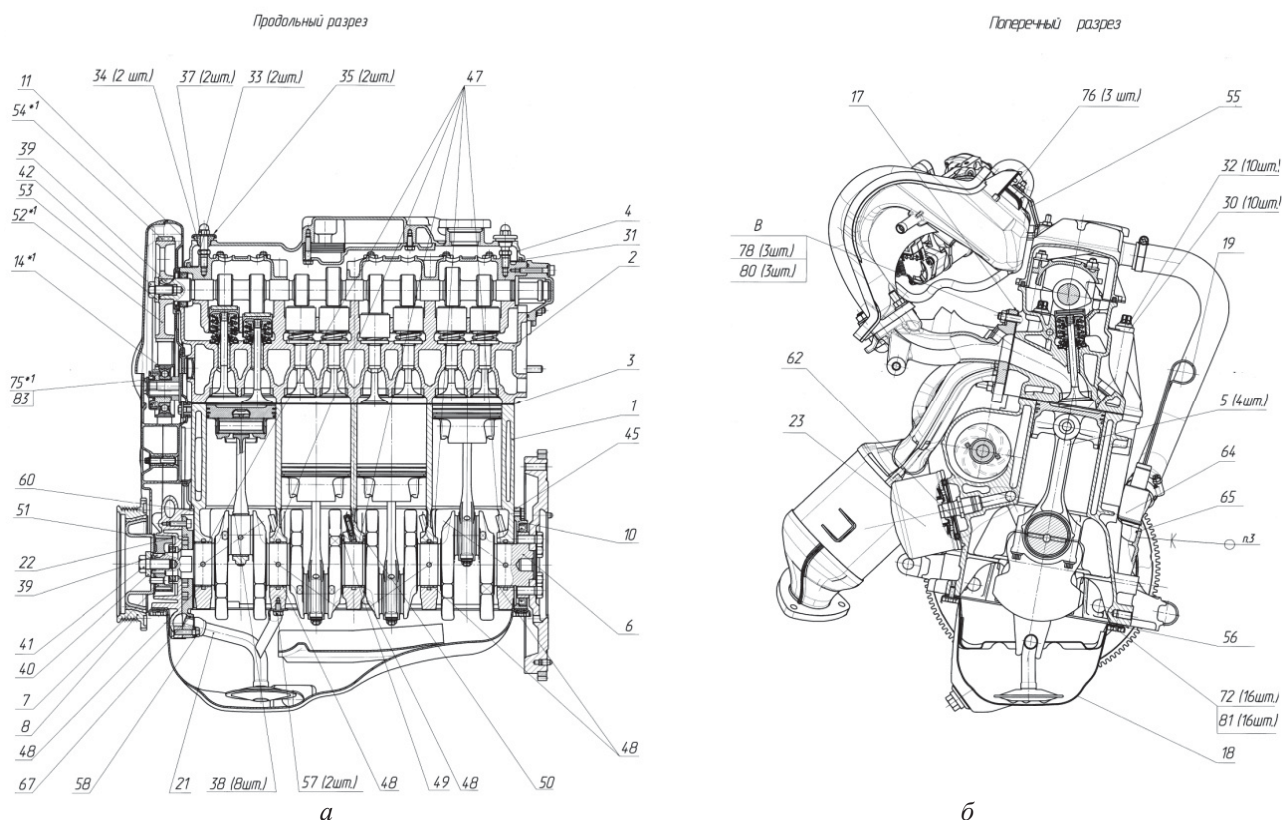


Рис.3. Продольный (а) и поперечный (б) разрезы двигателя ВАЗ – 21116



Рис. 4. Автомобиль «ЛАДА - Гранта»

Однако он не может удовлетворить всех требований к эксплуатации двигателей, в том числе по мобильности их работы.

Предпосылки модернизации серийных двигателей:

- 1) адаптация режимов работы двигателя при изменении нагрузок;
- 2) мобильное управление газораспределением при изменении режима работы двигателя;
- 3) адаптивная реакция на подачу топлива в зависимости от изменения нагрузок на

двигатель в заданном диапазоне времени;

- 4) максимально возможное поддержание минимальных разбросов параметров двигателя;
- 5) регенерация тепла выхлопных газов и увеличение общей мощности двигателя;
- 6) сокращение потребления топлива на единицу мощности;
- 7) снижение объема выбросов вредных веществ в атмосферу.

Исходя из требований по эксплуатации двигателей, специалисты СГАУ, ОАО «Куз-

нецов» и других предприятий в содружестве со специалистами ОАО «АвтоВАЗ» осуществили поиск и разработку новых технических решений по совершенствованию конструкции и оптимизации их работы. Перечень основных направлений модернизации двигателей:

- 1) совершенствование конструкции газораспределительного механизма;
- 2) оптимизация конструкции механизма преобразования возвратно–поступательного движения поршня во вращательное коленчатого вала;
- 3) обеспечение мобильности работы вспомогательных узлов двигателей;
- 4) разработка более прогрессивных технических устройств по обеспечению мобильности и надёжности работы двигателей;
- 5) разработка принципиально новых устройств для повышения удельных технических характеристик двигателей.

По совместному решению СГАУ и ОАО «АвтоВАЗ» из разработанных технических предложений первоочередными определили следующие:

- одноклапанную систему газораспределения;
- устройство изменения фаз газораспределения;
- устройство регулирования объёма камеры сгорания (изменения степени сжатия).

Эти темы презентовались СГАУ в Минобрнауки с участием представителей ОАО «АвтоВАЗ» и государственной корпорации «Ростехнологии». В итоге рассмотрения темы были рекомендованы для внедрения на ОАО «АвтоВАЗ».

Рассмотрим основные особенности конструктивных схем трёх предложений.

На рис. 5 показана одноклапанная система газораспределения с целью более мобильного реагирования подачи топливовоздушной смеси на изменение нагрузок на двигатель.

Одним из направлений, обеспечивающих повышение удельной мощности поршневого ДВС легкового автомобиля, является переход на 4- клапанную схему газораспределения (два впускных и два выпускных) 4-клапанная схема имеет большую удельную площадь впуска по сравнению с 2- клапанной схемой.

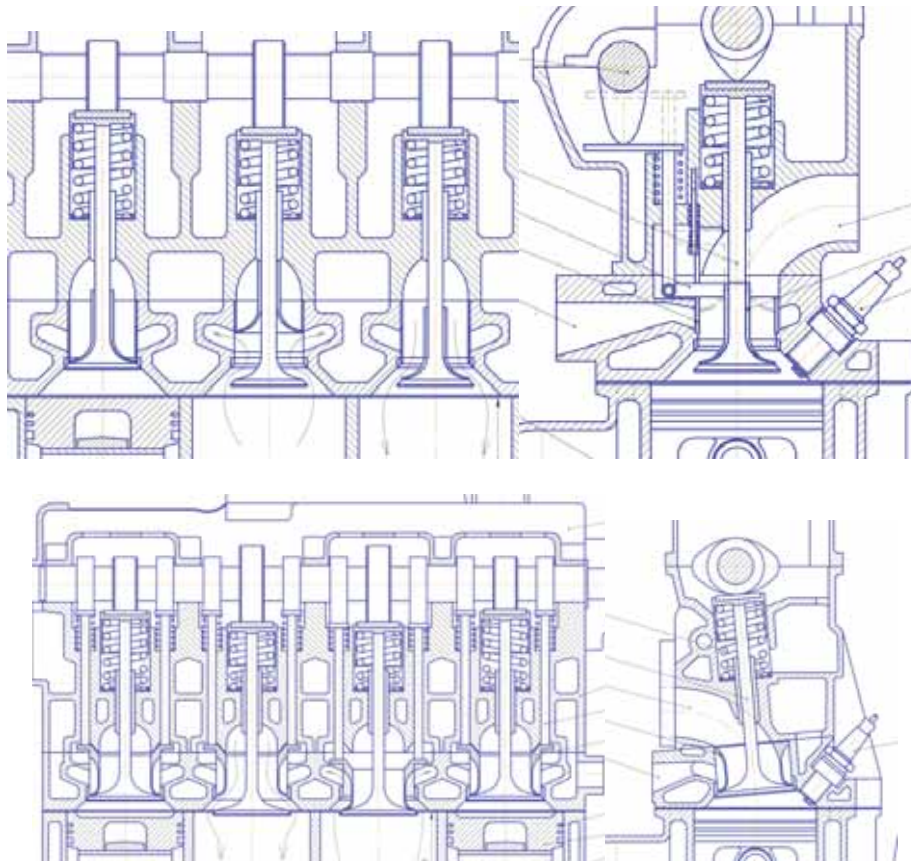


Рис. 5. Одноклапанная система газораспределения

Однако многоклапанные схемы всегда будут иметь паразитные пространства и не могут полностью использовать надпоршневое пространство для размещения впускных клапанов. Естественно, напрашивается мысль о том, а нельзя ли обойтись одним клапаном, расположенным соосно от цилиндра, и через него осуществлять и впуск и выпуск, путем поочередного подсоединения впускных и выпускных трактов, посредством дополнительных «золотников». Например, для двигателя «2108» выпускной клапан

имеет диаметр тарелки, равный 37 мм, что составляет 20% от площади поршня. В одноклапанной схеме можно расположить клапан с диаметром тарелки равным 58 мм, с площадью, равной 50% от площади поршня. Таким образом, увеличилась площадь впуска \approx в 2,5 раза. На рис. 6 показана конструктивная схема устройства регулирования объёма камеры сгорания с целью обеспечения оптимальных условий протекания рабочего процесса двигателя.

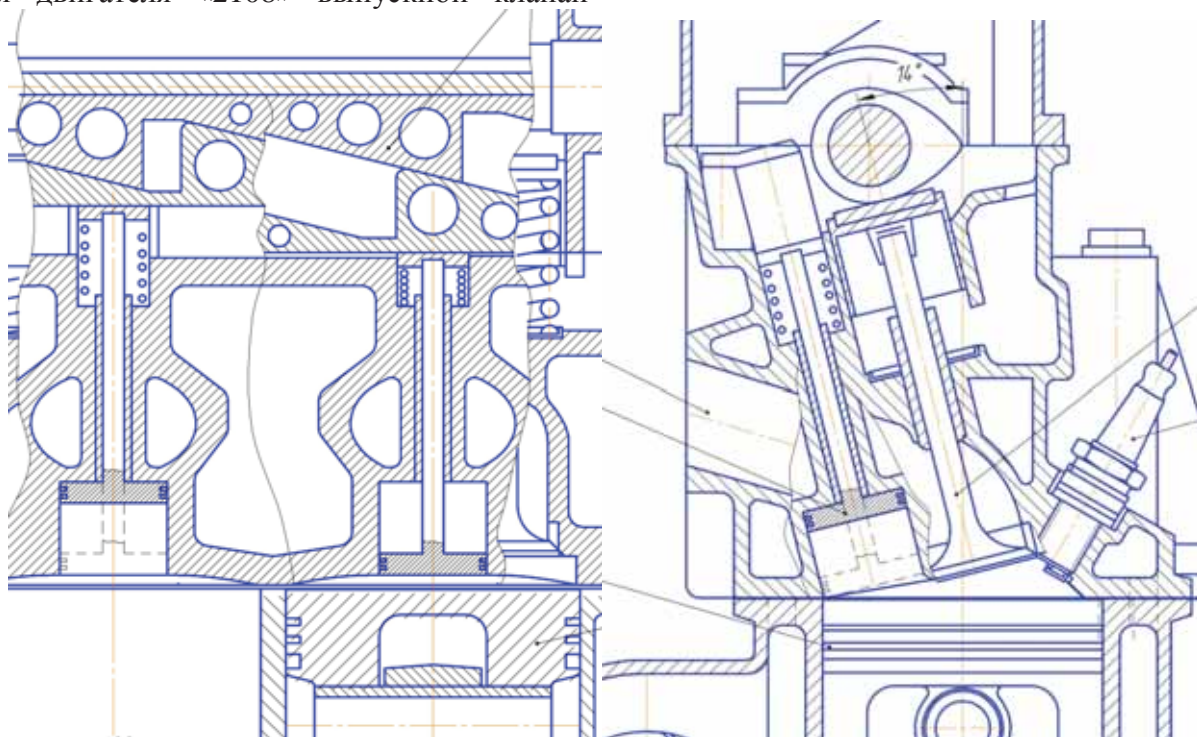


Рис. 6. Конструктивная схема устройства регулирования объёма камеры сгорания

На разных режимах работы двигателя продолжительность времени фазы впуска, количество топливовоздушной смеси, поступающей в цилиндры, действительная степень сжатия различны, что негативно сказывается на удельном расходе топлива. Для оптимальной работы двигателя на всех режимах необходимо иметь камеру сгорания различного объема, регулируемую в соответствии с поступающим зарядом топливовоздушной смеси.

Один вариант двигателя с камерой сгорания изменяемого объема показан на рис. 6. Для привода поршня дополнительной камеры сгорания может быть применен реечный механизм или эксцентриковый вал. На рисунке показаны крайние положения: с мак-

симальным ($45,5 \text{ см}^3$) и минимальным (28 см^3) объемами камеры сгорания.

На рис. 7 показана конструктивная схема устройства регулирования фаз газораспределения с целью обеспечения устойчивой работы двигателя во всём диапазоне режимов эксплуатации.

Для оптимальной работы двигателя на различных режимах (оборотах) фазы впуска (выпуска) должны быть различны. Например, для работы двигателя по циклу Аткинсона - степень расширения должна быть больше степени сжатия, поэтому необходимо клапан впуска оставлять открытым для выталкивания части заряда во впускной воздухопровод.

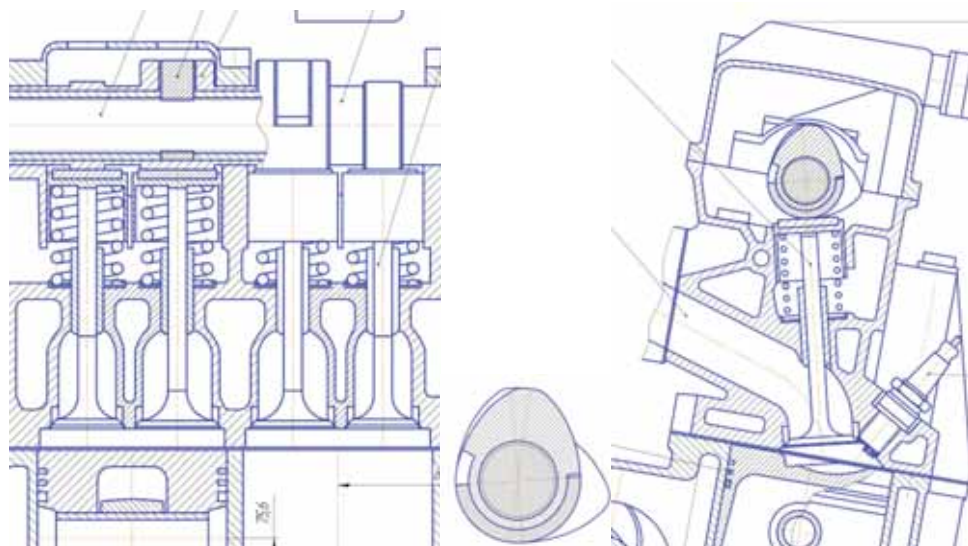


Рис. 7. Конструктивная схема устройства регулирования фаз газораспределения

На рис. 7 показан вариант двигателя с двойным кулачком впуска. Изменение взаимного положения кулачков (основного и дополнительного) производится, например, электроприводом (соленоид) 27 или гидравлическим приводом.

Реализация приведённых технических разработок на двигателе марки ВАЗ–21116

позволит повысить мощность с 59,9 до 79 кВт и уменьшить удельный расход топлива с 255 до 205 г/кВт·ч.

На рис. 8 показана конструктивная схема компоновки двигателя марки ВАЗ–21116 с тремя вышеприведёнными устройствами.

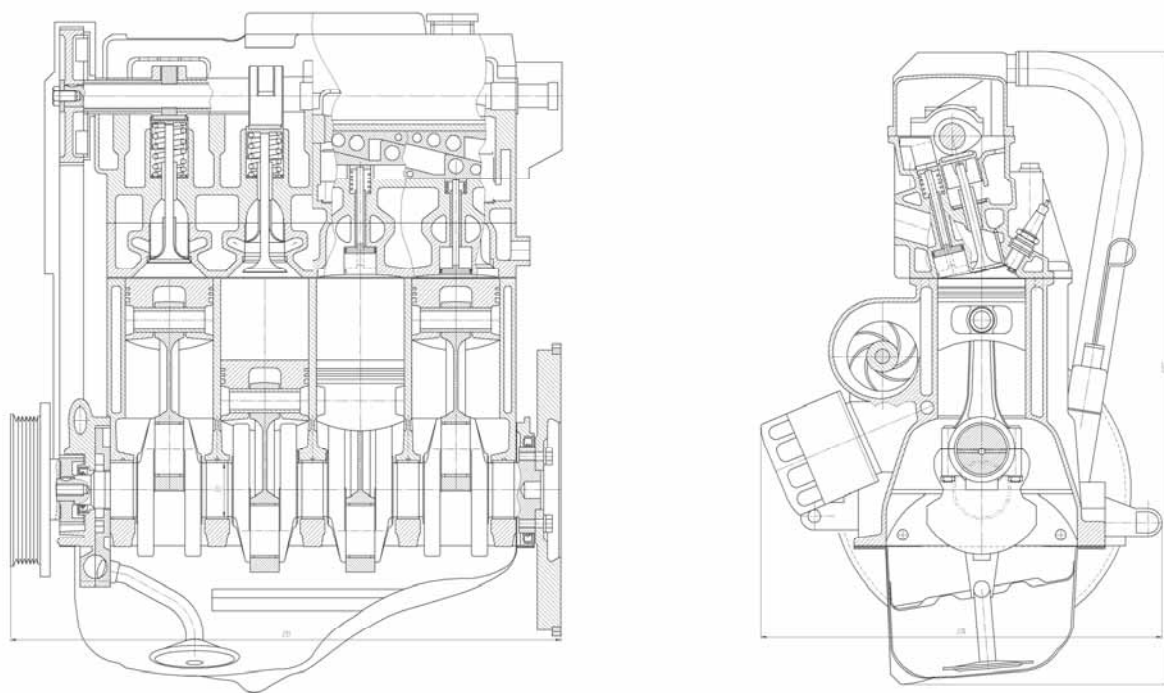


Рис. 8. Конструктивная схема двигателя с одноклапанной системой газораспределения, с регулируемым объёмом КС и регулируемыми фазами газораспределения

Дополнительно к первоочередным разработкам авторами были предложены другие

технические решения по совершенствованию конструкции серийных двигателей, в том числе:

- золотниковый механизм газораспределения вместо клапанного;
- бесшатунный механизм преобразования возвратно–поступательного движения во вращательное вместо кривошипно–шатунного;
- система регенерации тепла выхлопных газов;
- система дополнительного расширения выхлопных газов.

Суммарные осредненные значения параметров разработанных технических устройств позволят повысить эффективность работы серийного двигателя на 15-18% за счет повышения удельной мощности и снижения расхода топлива.

Реализация приведённых технических устройств в двигателе показана на рис. 9. На рис. 10 изображена конструктивная схема двигателя с включением максимально возможных технических устройств.

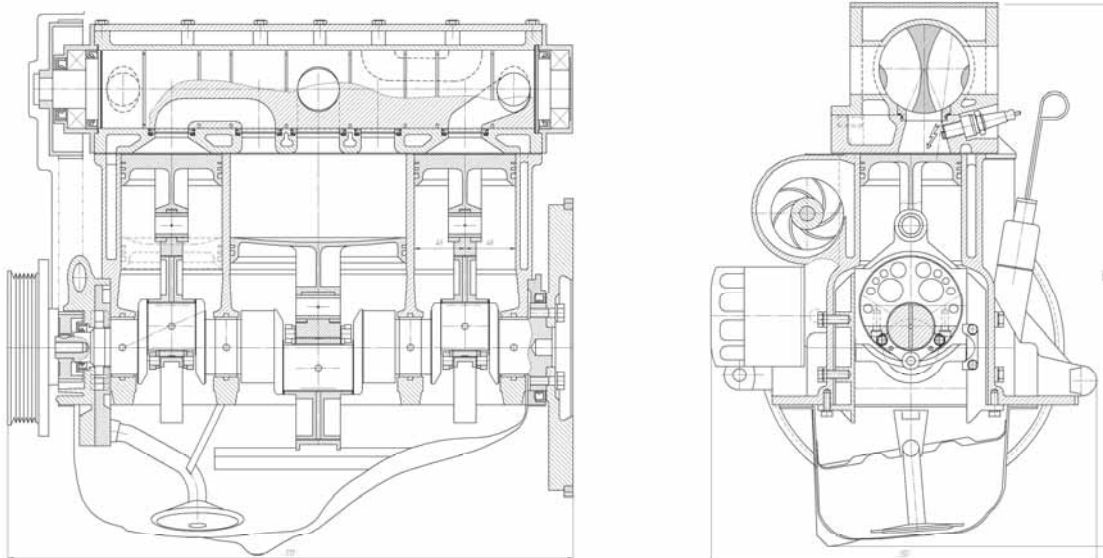


Рис. 9. Конструктивная схема двигателя с золотниковым газораспределением, с бесшатунным механизмом преобразования движений и цилиндром дополнительного расширения выхлопных газов

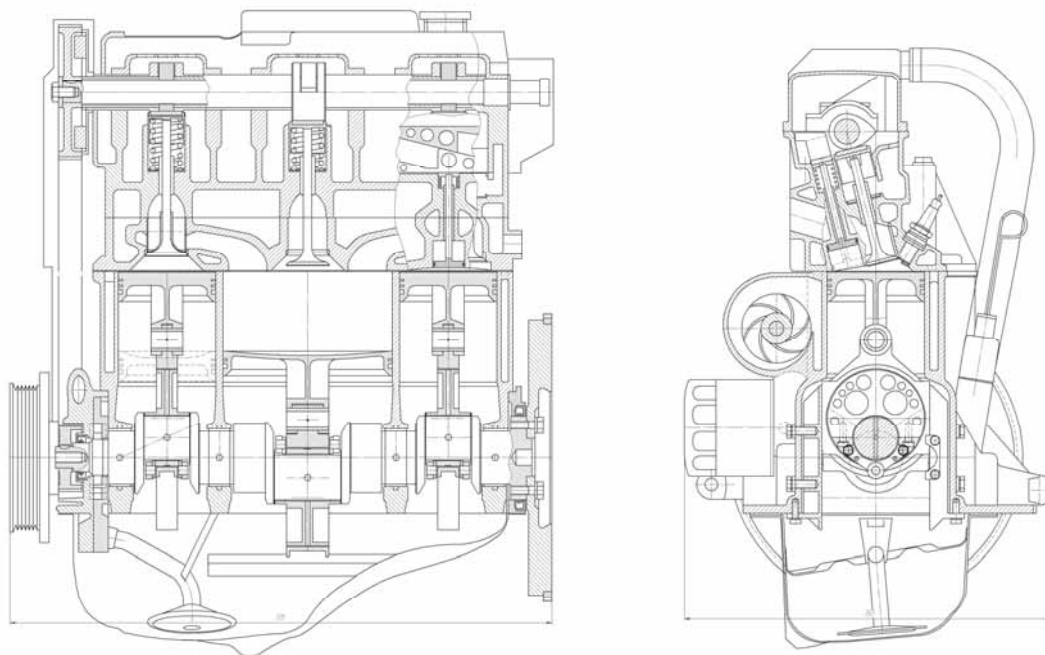


Рис.10. Конструктивная схема двигателя с включением максимально возможных технических устройств

На рис. 11 показан двигатель, в котором реализованы бесшатунный преобразователь движения поршня, поршневой наддув

воздуха и оппозитное расположение цилиндров.

В табл. 1 приведены сравнительные характеристики двигателей.



Рис. 11. Опытно–экспериментальный образец двигателя с бесшатунным преобразователем движения поршня, поршневым наддувом воздуха и оппозитным расположением цилиндров

Таблица 1. Сравнительные характеристики двигателей

Модель двигателя	ВАЗ–21116	Проектируемый	Volkswagen
Объём двигателя, л	1,6	1,6	1,6
Максимальные обороты, 1/мин	5600	5600	5600
Мощность, кВт	66	79	63
Удельная мощность, кВт/л	41,25	49,3	39,3
Удельный расход топлива, г/кВт*ч	255	205	260
Ресурс, ч.	3000	3200	3000
Масса, кг	92,5	90	93
Габариты А×Б×В, мм	420×370×620	420×370×640	430×360×630
Шум, дБа	95	90	90
Приемистость, с.	3	3	3
Стоимость, тыс.руб.	39,1	38	80

Все технические предложения прошли принципиальную конструктивную проработку, содержат новизну и обладают патентоспособностью.

В случае использования всех разработанных авторами технических устройств по совершенствованию конструкции двигателей будет создана база более совершенной

структуры их конфигурации, что дает возможность поднять их эффективность до 40%.

В итоге представляется возможность создать адаптивный поршневой двигатель внутреннего сгорания с системой оптимального управления тепловым процессом в камерах сгорания, что будет минимизировать расход топлива и загрязнение окружающей среды на каждом из режимов.

MODERNIZATION OF SERIAL AUTOMOBILE ENGINES

© 2011 E. I. Aleksencev¹, V. V. Birjuk¹, A. A. Nekljudov², A. A. Denisov²

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

²Open Society "KUZNETSOV"

Modernization of serial engines of Open Society "Autovases" for increase of overall performance at the expense of working out of some the progressive means which realization will allow to raise technical characteristics.

Engines, modernization, technical characteristics, expense of working.

Информация об авторах

Алексенцев Евгений Иванович, кандидат технических наук, главный научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 227–35–15. Область научных интересов: поршневые двигатели внутреннего сгорания.

Бирюк Владимир Васильевич, доктор технических наук, профессор, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267–45–66. Область научных интересов: теплообмен, энергоресурсосбережение.

Неклюдов Александр Афанасьевич, начальник отдела ОАО «КУЗНЕЦОВ». Область научных интересов: поршневые двигатели внутреннего сгорания.

Денисов Александр Антонович, кандидат технических наук, начальник отдела ОАО «КУЗНЕЦОВ». Область научных интересов: поршневые двигатели внутреннего сгорания.

Aleksentsev Evgenie Ivanovich, Candidate of Technical Sciences, the main research assistant, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 227–35–15. Area of research: piston Engine.

Biryuk Vladimir Vasilevich, Doctor of Technical Sciences, professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267–45–66. Area of research: piston Engine.

Nekljudov Alexander Afanasevich, chief of department of Open Society "KUZNETSOV". Area of research: piston Engine.

Denisov Alexander Antonovich, Candidate of Technical Sciences, the chief of department of Open Society "KUZNETSOV". Area of research: piston Engine.

УДК 621.431.75

К ВОПРОСУ О РАЗВИТИИ ТЕМАТИКИ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗА РУБЕЖОМ И В РОССИИ

© 2011 Е. П. Кочеров¹, В. А. Кононов¹, В. В. Окорочков¹, В. М. Окорочкова², К. П. Иванова¹¹ОАО «КУЗНЕЦОВ»²Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Рассмотрены вопросы развития тематики роторно-поршневых двигателей и их применения в легкомоторной авиации, ДПЛА и для привода генераторов, насосов и т.д. при наземном использовании за рубежом и в России. Приведена разработка проекта мощного ряда двигателей в диапазоне 8...160 л.с. с использованием материальной части трёх типоразмеров.

Роторно-поршневые двигатели, модуль, ротор, статор, системы охлаждения и зажигания, легкомоторная авиация, ДПЛА, генератор.

В настоящее время развитие малой авиации в нашей стране сдерживается из-за отсутствия отечественных поршневых двигателей в диапазоне мощностей до 300 л.с. с обеспечением минимального отношения массы и миделя к мощности.

В наибольшей степени этим требованиям соответствуют роторно-поршневые двигатели (РПД). По сравнению с традиционными поршневыми двигателями (ПД) при одинаковой мощности РПД имеют:

- меньше массогабаритные параметры;
- меньший уровень шума и вибраций;
- меньшую неравномерность крутящего момента;
- меньшее количество деталей, в том числе подвижных;
- меньшую склонность к детонации при высокой степени сжатия.

В РПД подвижными деталями являются только вал с противовесами и ротор (треугольный поршень), которые поддаются теоретически полному уравниванию. Отсутствие неуравновешенных масс, кривошипно-шатунного механизма и газораспределения позволяют РПД быть очень быстроходными и, следовательно, иметь высокие энергетические параметры (литровая мощность атмосферного двигателя – более 180 л.с.)

Низкий уровень вибрации представляет особенный интерес для дистанционно пилотируемых летательных аппаратов (ДПЛА),

несущих аппаратуру видеонаблюдения и системы телеметрии, что позволяет существенно повысить качество информации.

Значительно более высокая равномерность крутящего момента РПД по сравнению с поршневым двигателем (двухсекционный РПД имеет лучшую равномерность $M_{кр}$, чем шестицилиндровый ПД) уменьшает величины крутильных колебаний и, следовательно, требования к прочности элементов трансмиссии силовой установки [6].

РПД существенно выигрывает у двигателей традиционной схемы по массе и габаритам (рис.1).

Габаритный объём РПД ~ втрое меньше, чем у ПД, что позволяет соответственно уменьшить объём мотоотсека ЛА. Известно, что увеличение массы двигателя на 1 кг приводит к возрастанию массы ЛА на 3 кг и, следовательно, росту расхода топлива.

Работы по созданию и производству для авиации и наземного применения РПД активно ведутся в зарубежных странах многими фирмами:

- Англия (UAV, Cubewano);
- Германия (WST, Audi, MWE);
- Швейцария (MISTRAL);
- Австрия (Austro engine);
- США (Pratt Whitney, Freedom motors).

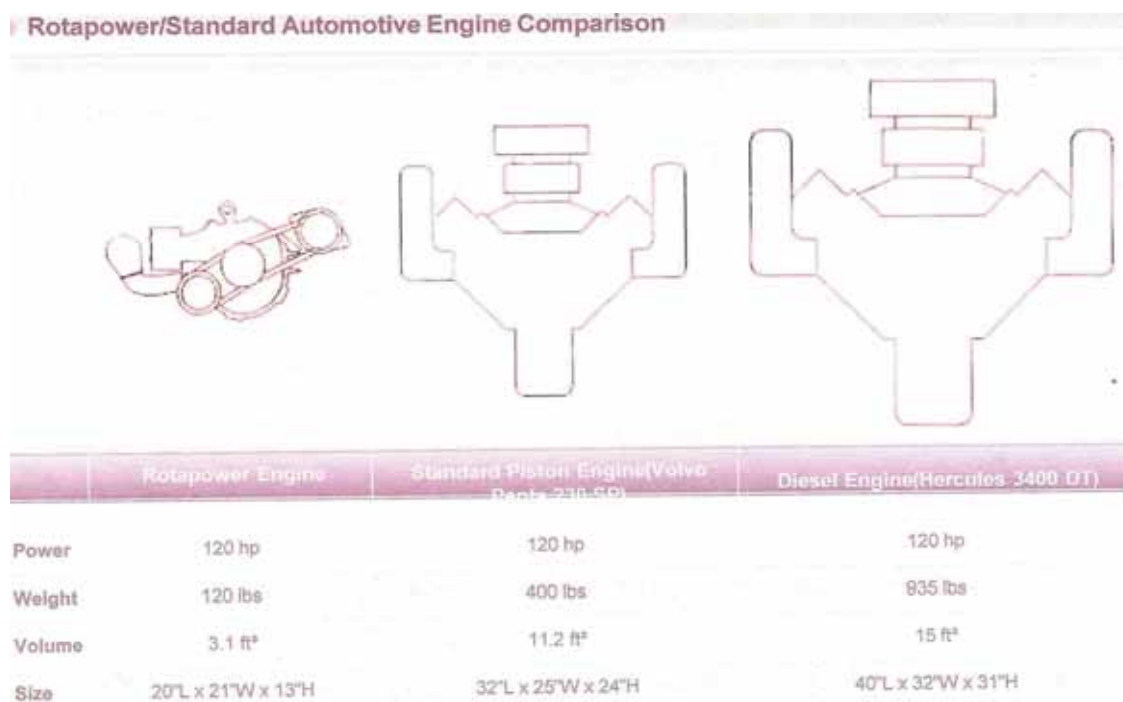


Рис. 1. Сравнение основных параметров роторно-поршневых и поршневых двигателей

Следует отметить, что в последние годы значительно возрос интерес к разработкам РПД в странах:

- Канада (WST, OMC, LML);
- Япония (Mazda, Nitto);
- Корея (WST).

В Китае развитие тематики РПД объявлено национальной программой.

Современный уровень развития технологии позволяет решать все технические вопросы производства РПД и обеспечения приемлемого ресурса двигателей.

Наиболее впечатляющие успехи - у Японской фирмы Mazda, выпустившей более 3 000 000 автомашин с РПД. Двигатель «Re-nesis» установленный на купе «Mazda RX-8», на международной выставке «Engine Expo 2003» в Штутгарте был признан лучшим мотором года и по токсичности соответствует требованиям Euro- IV. Мотор успешно конвертируется в авиационный и применяется на ЛА в малой авиации. В серийном производстве удельная литровая мощность автомобильного мотора составляет 183 л.с. без применения наддува, а в авиационном - 230 л.с.

Широкое применение нашли РПД английской фирмы UAV (рис. 2) в ДПЛА Израиля, Франции, Китая и др. (более 30 стран). Швейцарская фирма «MISTRAL» производит авиационные РПД в диапазонах

мощностей 200...360 л.с. в атмосферном варианте и с турбонаддувом (рис. 3). Фирма «Freedom Motors» (США) производит широкий ряд двигателей в диапазоне мощностей (2,5...270 л.с.) (табл. 1) для использования в авиации и наземном применении (бензогенераторы, водопомпы и т.д).

Двигатели с воздушным охлаждением



Двигатели с водяным охлаждением



Рис. 2. РПД фирмы UAV

Таблица 1. Мощностной ряд Rotapower

Мощность, л.с.	Размерность, см ³	Количество секций
2,5	27	1
4	40	1
7	75	2
20	150	1
28	200	1
40	300	2
50	450	2
100	900	2
150	1350	3
200	1800	4
270	2700	6
65	650	1
130	1300	2

В СССР работы по РПД проводились в Тбилиси, Волгограде, Харькове, Тольятти, Куйбышеве, Серпухове, Москве.

Наибольшие успехи были достигнуты в СКБ РПД АВТОВАЗ (Тольятти), где за ~25 лет работы спроектированы, созданы образцы и организовано мелкосерийное производство автомобильных и авиационных двигателей в диапазонах мощностей 40...270 л.с. (рис. 4 и табл. 2).

В период 1990-1994гг. в ОАО «СКБМ» проводились работы по подвесному лодочному мотору с РПД-40 с целью замены двухтактного двигателя [1, 2]. Создан опытный образец, проведены стендовые и ходовые испытания с суммарной наработкой 300ч, получены положительные результаты по повышению потребительских свойств ПЛМ.



300 HP Mistral 3 rotor.

260 HP Lycoming 6 cylinder.

Рис. 3. РПД фирмы «MISTRAL» по сравнению с 6-цилиндровым ПД

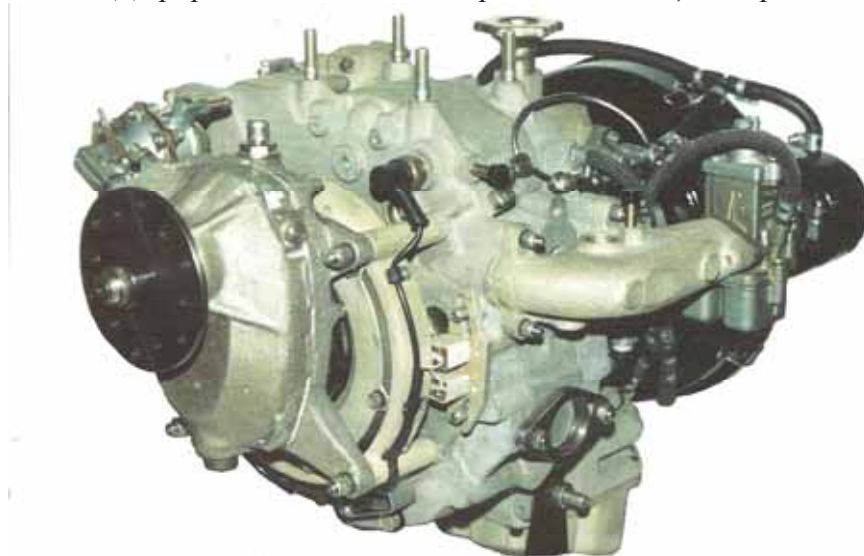


Рис. 4. РПД ВАЗ-1187 СКБ РПД «АВТОВАЗ»

Таблица 2. Перечень двигателей, разработанных СКБ РПД «АВТОВАЗ»

№ п/п	ВАЗ	Кол-во секций	Н л.с.	Применение	Примечание
1	ВАЗ-311	1	70	ВАЗ 21018 (1974-78гг.)	Серийный
2	ВАЗ-311	1	65/6000 об/мин	ВАЗ 21019 (1976г.)	Пробный
3	ВАЗ-411	2	115	ВАЗ 21019 (1978г.)	Серийный
4	ВАЗ-411	2	120	ВАЗ 21059 (1980г.)	Серийный
5	ВАЗ-411-01	2	130	ВАЗ 079 (1992г.)	Серийный
6	ВАЗ-413	2	140	ГАЗ 31028	Серийный
7	ВАЗ-421	2	140	РАФ 2915	Пробный
8	ВАЗ-430	2	270	Самолёт	Пробный
9	ВАЗ-4305	2	210	Самолёт	Пробный
10	ВАЗ-431	3	210	ГАЗ 14; ГАЗ 3102	Единичный
11	ВАЗ-531	3	280	Вертолёт	Пробный
12	ВАЗ-1181	1	45	ПЛМ-40	Пробный
13	ВАЗ-1182	1	45	ВАЗ 1111	Серийный
14	ВАЗ-1184	1	45		Пробный
15	ВАЗ-1185	1	42/6000 об/мин	ВАЗ 1111	Мелкосерийный
16	ВАЗ-1187(Ф)	1x386	45	Сверхлёгкий самолёт-1991-95гг.	Пробный
17	ВАЗ-3181	1	80		Пробный
18	ВАЗ-4132	1	110	ВАЗ 21079; ВАЗ 11059	Пробный
19	ВАЗ-415	2	120-135	1998г. ВАЗ 11059	Единичные
20	ВАЗ-416	2	160	Самолёт и вертолёт (1993-96гг.)	Единичные
21	ВАЗ-426	3	270	Самолёт и вертолёт	Единичные

В НИИ «Мотопром» (Серпухов) разработаны и построены РПД с воздушным и жидкостным охлаждением для тяжёлых мотоциклов «Урал», «Ирбит» мощностью 40...45 л.с.

В ОАО «СКБМ» (вошедшем в ОАО «КУЗНЕЦОВ» в 2010г.) с целью удовлетворения потребностей беспилотной авиации разработан ряд РПД в диапазоне мощностей 8...160 л.с. [3, 4].

Размерность РПД определяется объёмом рабочей камеры, который зависит от четырёх параметров: производящий радиус a , эксцентриситет e , эквидистанта k и ширина секции H . Эти параметры не могут выби-

раться произвольно, поскольку между ними существуют оптимальные соотношения [5].

Исходя из конструктивных соображений и стандартного ряда подшипников, выбраны три типоразмера РПД. На основе этих типоразмеров разработаны проекты десяти двигателей в одно- и двухсекционном использовании при различных частотах вращения (табл. 3).

Мощностной ряд может быть расширен увеличением числа секций и установкой турбонагнетателя. Следует отметить, что установка третьей секции потребует применения составного эксцентрикового вала и введения третьей опоры, что серьёзно усложнит конструкцию модуля двигателя.

Таблица 3. Мощностной ряд проектируемых двигателей

№ п/п	Типоразмер	Кол-во секций	Мощность, л.с.	Частота вращения, об/мин
1	I	1	8	7000
2		1	12	10000
3		2	16	7000
4		2	24	10000
5	II	1	30	7000
6		1	40	9000
7		2	60	7000
8		2	80	9000
9	III	1	70	6000
10		2	160	8000

Конструктивное исполнение РПД во многом определяется выбором способа охлаждения статорной части (которая может быть воздушного и жидкостного охлаждения) и внутренней полости (ротора, вала, подшипников). Охлаждение внутренней полости может выполняться:

- топливной смесью, которая просасывается через внутреннюю полость перед поступлением в рабочую камеру;

- воздухом (с подачей в него дозированного количества масла), который прокачивается вентилятором или просасывается эжектором, работающим на отработавших газах. Возможно совместное применение вентилятора и эжектора;

- маслом с организацией маслосистемы (картер, маслоприёмник, насос, редуктор, фильтр, каналы подачи и слива масла, сапун, заливная горловина, уплотнения, измерители уровня и давления масла).

Последний способ наиболее сложный, дорогостоящий, но обеспечивает минимальный расход масла.

Т.о., возможны 10 вариантов конструктивного исполнения РПД, в зависимости от выбора способа охлаждения.

Двигатели мощностью 8...60 л.с. в одно- и двухсекционном исполнении имеют воздушное охлаждение статора от набегающего потока при полете ЛА или от встроенного вентилятора при использовании РПД в качестве привода электрогенератора при наземном применении.

Использование РПД в подобных изделиях позволяет увеличить годовой объём производства и, следовательно, снизить стоимость двигателей, используемых и для авиационного применения. Применение РПД в компактных переносных изделиях (мотоэлектрогенераторы, водопомпы и т.д.) для нужд МЧС и МО позволяет существенно снизить их массу и габариты. Так, замена 4-тактного двигателя GX-160 (Хонда) для привода генератора $N=1$ кВт на РПД обеспечила снижение массы изделия вдвое (на 15 кг) с увеличением мощности до 3кВт (рис. 5).

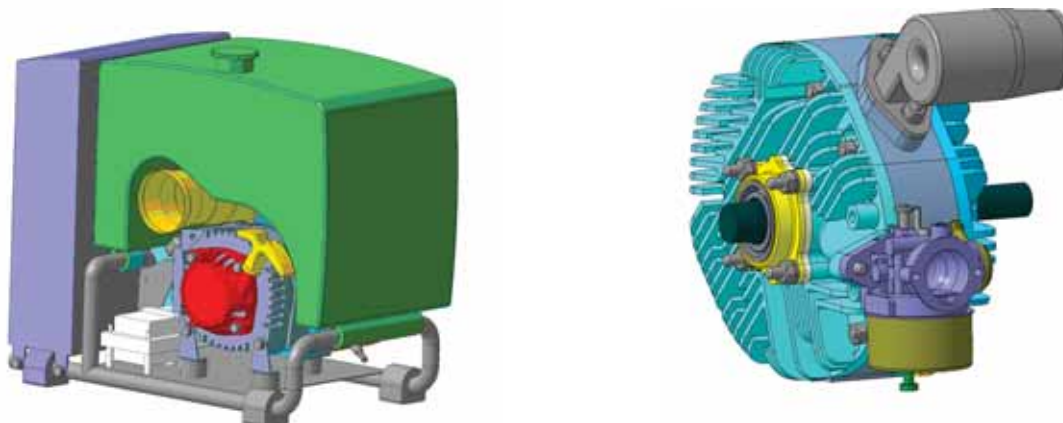


Рис.5. Бензоэлектрогенератор с РПД

Электроагрегат (ёмкость топливного бака 10 л, продолжительность работы при одной заправке 4 ч, габаритные размеры: 357 × 244 × 420 мм, масса 15 кг, удельный объем 0,012 м³/кВт, удельная мощность 0,2 кВт/кг) включает синхронный трёхфазный генератор с активным ротором (мощность 3 кВт, напряжение 28/230 В) и 4- тактный карбюраторный РПД мощностью 6,1 кВт (частота вращения 7000 об/мин, удельный расход топлива 0,25 кг/л.с.ч) с электронной системой зажигания. Размеры двигателя 99××260×167 мм, масса 5 кг. Объём модуля 3,3л.

Для двигателей мощностью до 30 л.с. охлаждение внутренней полости (ротора и подшипников) выполняется свежим топливным зарядом с добавлением ~ 1% масла, а

для двигателей большой мощности – свежим воздухом с дозированной подачей масла. Прокачка воздуха выполняется подачей вентилятором на входе и отсосом на выходе посредством эжектора, работающего на выпускных газах.

Проект авиационного РПД-160 (рис. 6) разработан в соответствии с запросом ОАО «Туполев» для перспективного ДПЛА. Двигатель двухсекционный с жидкостным охлаждением статорной части и воздушным - внутренней полости. Снабжен одноступенчатым шестерёнчатым редуктором и встроенным генератором мощностью 5 кВт в соответствии с требованием заказчика (табл. 4).

Таблица 4. Параметры РПД-160

№ п/п	Наименование параметра	Значение параметра	Примечание
1	Мощность, кВт/л.с.: - эффективная взлётная -действительная, с учетом отборов на генератор, глушитель, ВП	117,6 (160) 128,7 (175)	
2	Частота вращения вала двигателя (об/мин)	8000	
3	Удельный расход топлива на крейсерском режиме, кг/кВт ч (кг/л.с.ч)	0,3 (0,22)	
4	Редуктор	Шестерёнчатый, одноступенчатый	
5	Передаточное отношение редуктора	3,57	
6	Частота вращения вала винта	2240	Воздушный винт - толкающий
7	Мощность генератора, кВт	5,0	Встроенный, расположен на валу двигателя
8	Система топливопитания	Распределённый впрыск низкого давления	По две форсунки на каждую секцию
9	Система зажигания	Электронная, дублированная, питание 27 В	Без высоковольтных проводов
10	Габаритные размеры (мм), длина × ширина × высота	650×400×400	
11	Сухая масса, кг	60	С генератором, редуктором, выпускной системой, без радиатора

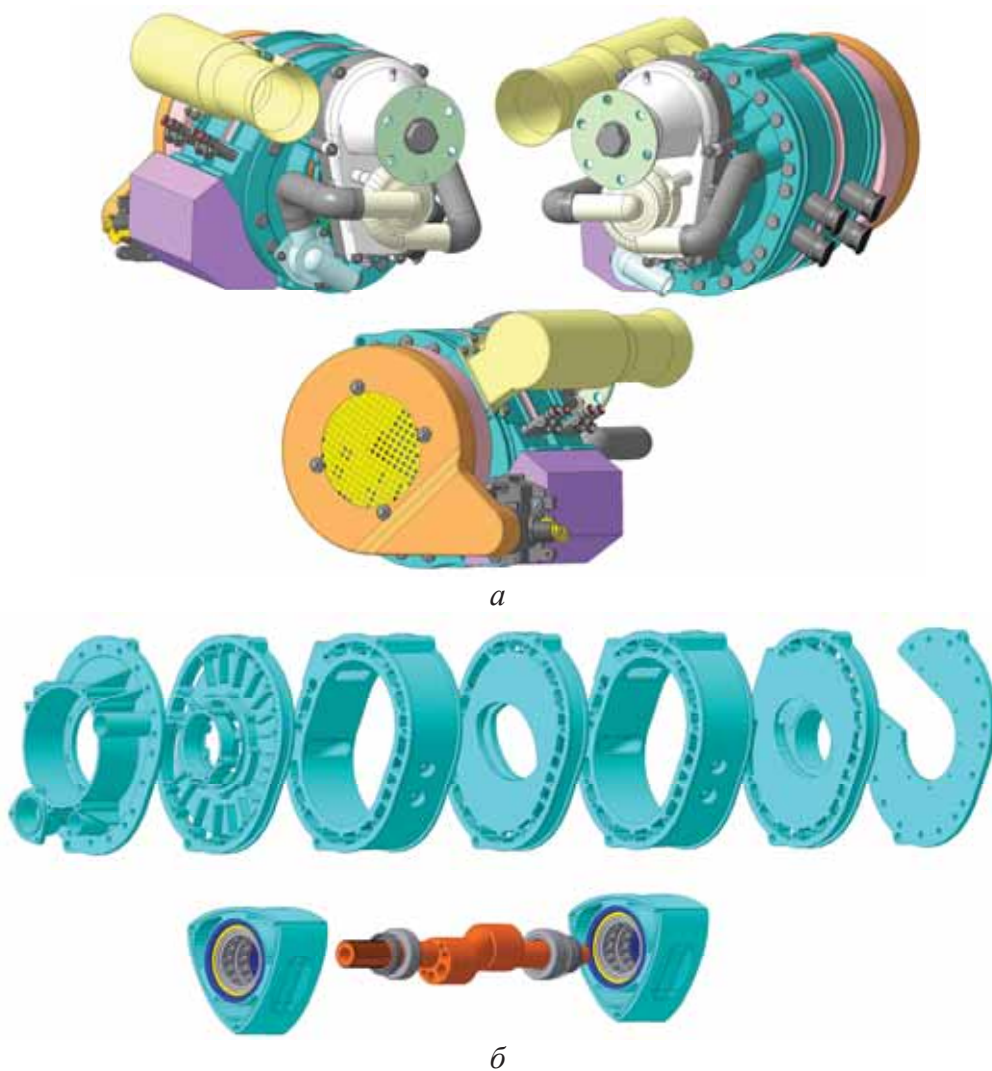


Рис. 6. РПД-160 (Проект): общий вид (а), основные детали модуля (б)

В системе топливоподачи используется распределённый впрыск низкого давления, а в системе зажигания – силовые блоки, установленные на свечах зажигания, что позволяет исключить применение высоковольтных проводов. Впуск воздуха в камеру наполнения выполняется радиальным каналом в корпусе статора, что увеличивает коэффициент наполнения ~ на 15% по сравнению с торцевым входом через боковые крышки. Глушитель шума выпуска отработавших газов конструктивно совмещён с эжектором и закрыт кожухом для ограничения теплового излучения в мотоотсек ЛА (см. рис.6).

Проект выполнен в программе «КОМПАС-3D V9».

Библиографический список

1. Технический отчёт № ТО-229-91ПЛМ. Проведение работ по доводке ПЛМ «Вихрь-40 РПД». - Самара: ОАО «СКБМ», 1991.-10с.

2. Технический отчёт № ТО-176-94ПЛМ. Результаты отработки подвешенного лодочного мотора с роторно-поршневым двигателем мощностью 40 л.с. – Самара: ОАО «СКБМ», 1994. – 23 с.

3. Технический отчёт № ТО-166-к-2010. Определение основных параметров РПД для мотогенератора мощностью 3кВт. – Самара: ОАО «СКБМ», 2010. – 34 с.

4. Иванова, К.П. Разработка методики проектирования роторно-поршневого двигателя для вертолёта [Текст]: квалификационная работа магистра / К.П. Иванова. - Самара, 2010. -192 с.

5. Бениович, В.С. Роторно-поршневые двигатели [Текст] / В.С. Бениович, Г.Д. Апазиди, А.М. Бойко. – М.: Машиностроение, 1968. – 151 с.

6. Kenichi Yamamoto. Rotary Engine. Published by Sankaido CO.Ltd. Tokyo- Japan, 1981. – 67 с.

**ISSUES OF EVOLUTION OF ROTOR PISTON ENGINES'
SUBJECT ABROAD AND IN RUSSIA**

© 2011 E. P. Kocherov¹, V. A. Kononov¹, V. V. Okorochkov¹, V. M. Okorochkova², K. P. Ivanova¹

¹JSC KUZNETSOV

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

The development of small and unmanned aircraft in Russia is hampered by the lack of production of domestic aircraft engines in the power range up to 300 h.p. The main requirement for the aircraft engine is minimal ratio of mass and overall dimensions to output. In a greater degree that is matched by the engines of rotor piston layout.

The intensive work on rotor piston engines is carried out abroad by companies of many countries: Britain (UAV), USA (Freedom Motors), Austria (Austro engine) etc.

In Russia, at JSC SKBM the works on rotor piston engines were conducted for outboard motor application in co-operation with Rotor Piston Engines Design Bureau of AVTOVAZ.

For the satisfaction of needs for small and unmanned aircraft a project of creation of rotor piston engines in the power range of 8-160 h.p. was developed.

Rotor, stator, module; cooling, ignition, fuel supply systems.

Информация об авторах

Кочеров Евгений Павлович, кандидат технических наук, генеральный конструктор ОАО «КУЗНЕЦОВ». E-mail: osnova@motor-s.ru. Область научных интересов: конструкция и прочность элементов авиационных двигателей.

Кононов Валерий Александрович, главный специалист ОКБ Инженерного центра ОАО «КУЗНЕЦОВ». E-mail: osnova@motor-s.ru. Область научных интересов: двигателестроение.

Окорочков Владислав Владимирович, начальник отдела поршневых двигателей ОКБ Инженерного центра ОАО «КУЗНЕЦОВ». E-mail: osnova@motor-s.ru. Область научных интересов: двигателестроение.

Окорочкова Валентина Михайловна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория двигателей летательных аппаратов», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: nauka@ssau.ru. Область научных интересов: двигателестроение.

Иванова Кристина Петровна, магистр, инженер ОКБ Инженерного центра ОАО «КУЗНЕЦОВ». E-mail: kamara-1985@mail.ru. Область научных интересов: двигателестроение.

Kocherov Evgeny Pavlovitch, candidate of technical sciences, General Designer, JSC KUZNETSOV. E-mail: osnova@motor-s.ru. Area of research: structure and strength of elements of aircraft engines

Kononov Valery Alexandrovitch, Chief specialist of Design Bureau of Engineering Center, JSC KUZNETSOV. E-mail: osnova@motor-s.ru. Area of research: engine building.

Okorochkov Vladislav Vladimirovitch, Head of rotary piston engine department of Engineering Center, JSC KUZNETSOV. E-mail: osnova@motor-s.ru. Area of research: engine building.

Okorochkova Valentina Mikhailovna, candidate of technical sciences, associate professor of Department of aircraft engines theory, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: nauka@ssau.ru. Area of research: engine building.

Ivanova Kristina Petrovna, master, engineer of Design Bureau of Engineering Center, JSC KUZNETSOV. E-mail: kamara-1985@mail.ru. Area of research: engine building.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОБРАБАТЫВАЕМОСТИ СПЕЦИАЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫМ МЕТОДОМ

© 2011 В. В. Кошелев, Г. В. Смирнов

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

Представлены результаты исследований изменения производительности от частоты следования импульсов при различных токах короткого замыкания и разных сечениях обрабатываемых отверстий для сплавов ХН50МВТ, ХН45МВТЮБ.

Электроэрозионная обработка, производительность, никелевый сплав.

Хромоникелевые и железохромоникелевые материалы широко используются в конструкциях ГТД, например, в конструкциях камер сгорания, при изготовлении дисков турбин, лопаток турбин, лопаток компрессора высокого давления, выходных устройств.

Типичной и наиболее сложной в изготовлении деталью из хромоникелевых материалов является деталь «Корпус головки», изготавливаемая из сплавов ХН50МВТ, ХН45МВТЮБ, ХН65ВМБЮ-ИД, в связи с тем что механическая обработка этого сплава, особенно механическая обработка многочисленных глухих колодцев, отверстий различных типоразмеров, весьма затруднена.

В технических требованиях к конструкторскому чертежу директивно предусматривается обработку выборок в полотне детали, фигурных окон, отверстий диаметром 2; 2,5; 3,4; 8 мм выполнять способом ЭЭО с точностью $\pm 0,2$ мм (в среднем) и шероховатостью R_z20 и R_z40 с глубиной изменённого после ЭЭО слоя до 0,1 мм. Предусмотрено часть поверхностей дорабатывать ЭХО для уменьшения глубины изменённого слоя до величины не более 0,03.

В связи с техническим перевооружением производства стоит задача отработки технологии ЭЭО на современном оборудовании. В качестве такого оборудования был выбран станок Agie Spirit 2, позволяющий проводить обработку методом копирования с точностью 3 мкм. В качестве рабочей жидкости в экспериментах использовался керосин. Задачей экспериментальных исследований было определение оптимальных режимов обработки типовых элементов кор-

пуса головки, обеспечивающих выполнение требований чертежа с максимально возможной производительностью. Эксперименты проводились на специальных образцах, изготовленных из перечисленных выше сплавов.

В качестве изменяемых параметров были выбраны ток короткого замыкания $I_{кз}$, напряжение U , длительность импульса $T_{и}$, частота следования импульсов f . Контролируемыми параметрами были производительность и качество обработанной поверхности. Средняя скорость объемного съема ($\text{мм}^3/\text{с}$) определялась путем деления массового съема на величину плотности сплава и время обработки. Шероховатость обработанной поверхности образцов после их разрезки измерялась с помощью профилографа-профилометра модели 201 завода «Калибр». Внешний вид обработанных образцов представлен на рис. 1.

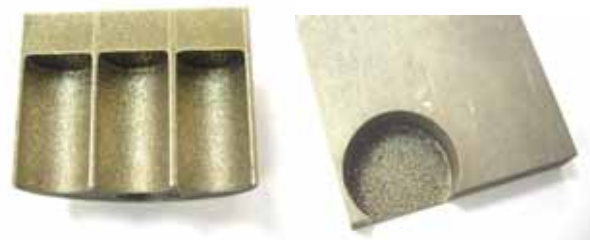


Рис 1. Обработанные образцы

На рис. 2-4 представлены результаты исследований изменения производительности от частоты следования импульсов при различных токах короткого замыкания и разных сечениях обрабатываемых отверстий для сплавов ХН50МВТ, ХН45МВТЮБ.

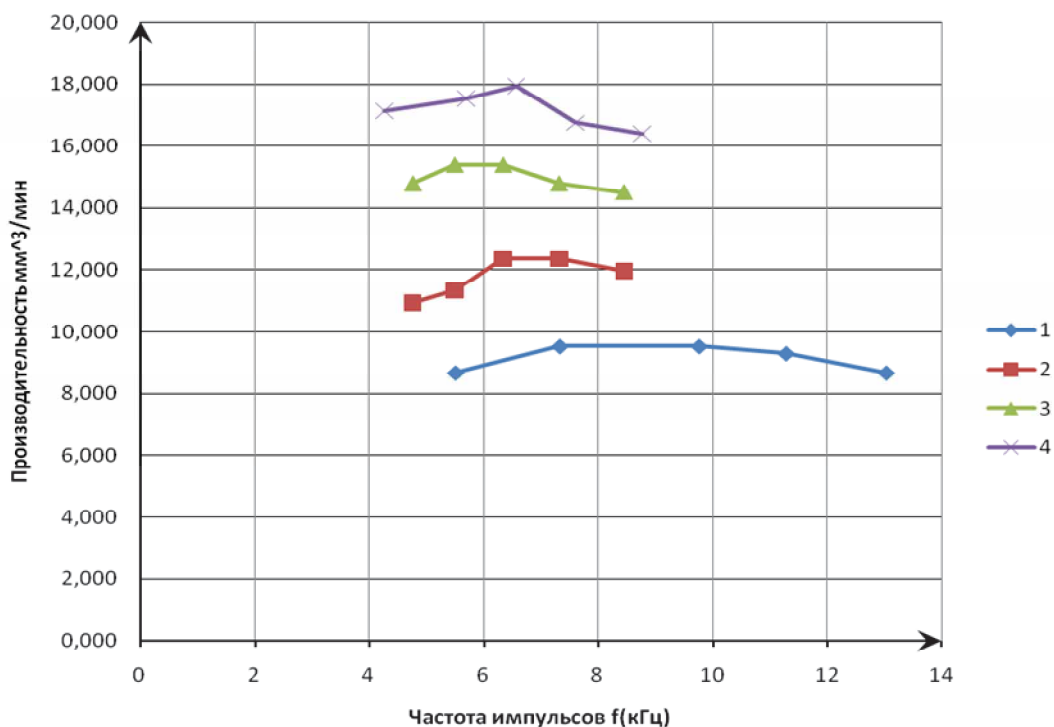


Рис. 2. Зависимость производительности от частоты следования импульсов при разных токах короткого замыкания. Материал электрода – медь М1, обрабатываемый материал ХН50МВТ, площадь $S=50,24 \text{ мм}^2$, глубина обработки 15 мм, объем снимаемого материала $753,6 \text{ мм}^3$, скважность 1,3, напряжение $U=100 \text{ В}$.
 1 – $I=10 \text{ А}$; 2 – $I=13 \text{ А}$; 3 – $I=17 \text{ А}$; 4 – $I=21 \text{ А}$

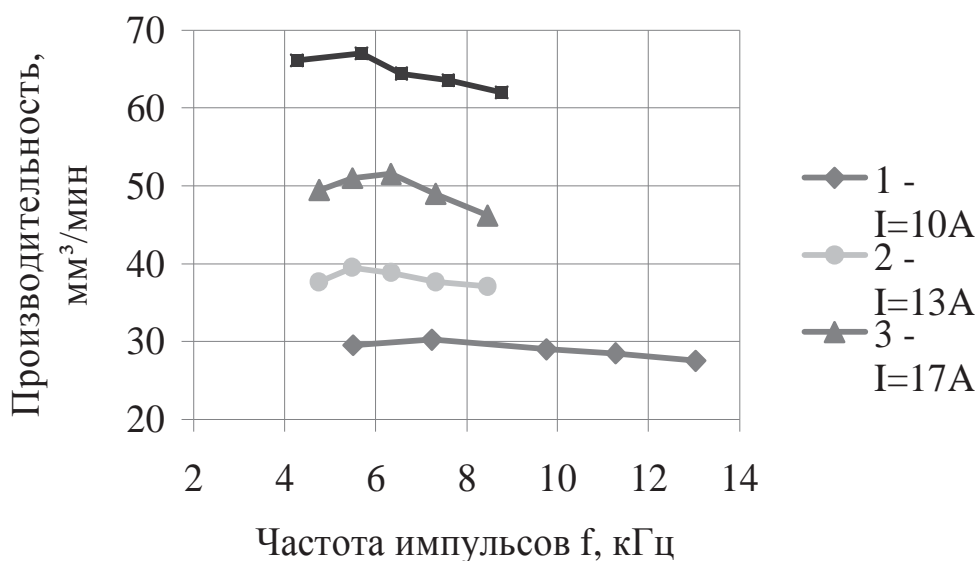


Рис.3. Зависимость производительности от частоты следования импульсов при разных токах короткого замыкания. Материал электрода – медь М1, обрабатываемый материал – ХН45МВТЮБ. Площадь обработки $S_2=200,96 \text{ мм}^2$, диаметр $D=16 \text{ мм}$, глубина $l=6 \text{ мм}$. Объем снимаемого металла $1205,7 \text{ мм}^3$, скважность $q=1,3$, напряжение $U=100 \text{ В}$

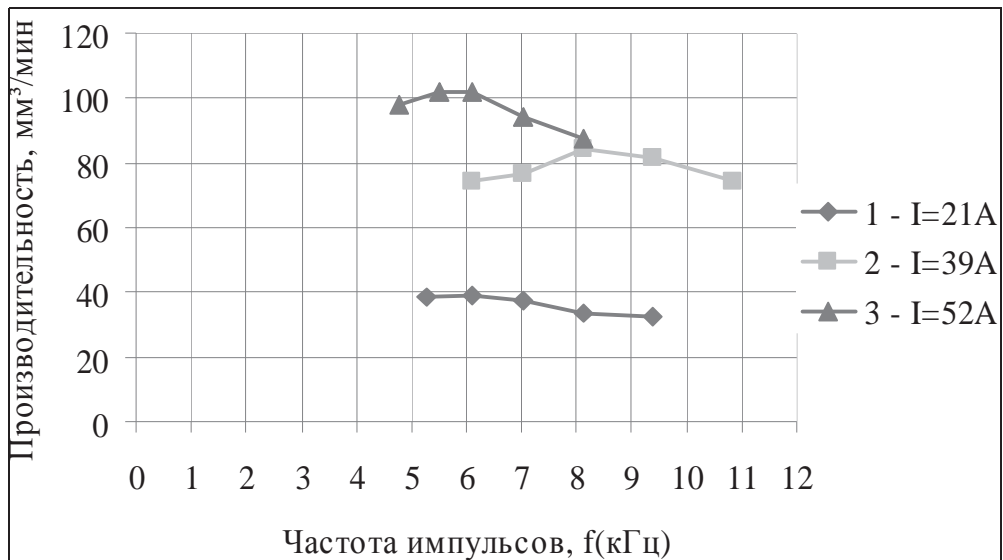


Рис. 4. Зависимость производительности от частоты следования импульсов при разных токах короткого замыкания. Материал электрода ЭЭГ-1, материал заготовки ХН45МВТЮБ, площадь электрода $S_3=408 \text{ мм}^2$, объем снимаемого металла -2448 мм^3 , скважность $q=1,3$, напряжение $U=100 \text{ В}$

Анализ зависимостей, представленных на рис. 2-4, показывает, что для разных токов короткого замыкания в зависимости от площади обрабатываемой поверхности и содержания никеля в материале величина оптимального значения частоты следования импульсов колеблется в диапазоне от 6 до 8 кГц. Причем для медных электродов с увеличением тока короткого замыкания от 10 до 21 А оптимальное значение частоты, при котором достигается наибольшая производительность, уменьшается с 8 до 6 кГц для малой площади практически не зависит от тока короткого замыкания, на средней площади находится в районе 6 кГц. Для большой

площади обработки при использовании в качестве ЭИ электрографита значение частоты, при которой достигается наибольшая производительность, с ростом тока короткого замыкания от 21 до 39 А растет с 6 до 8 кГц, а затем уменьшается до 6 кГц при дальнейшем росте тока до 52А. На рис. 5 представлена зависимость оптимальной частоты следования импульсов от величины тока короткого замыкания для различных площадей обработки. Для большинства режимов при обработке различных элементов плиты камеры сгорания оптимальной является частота 8 кГц с небольшими отклонениями в зависимости от суммарной площади обработки.

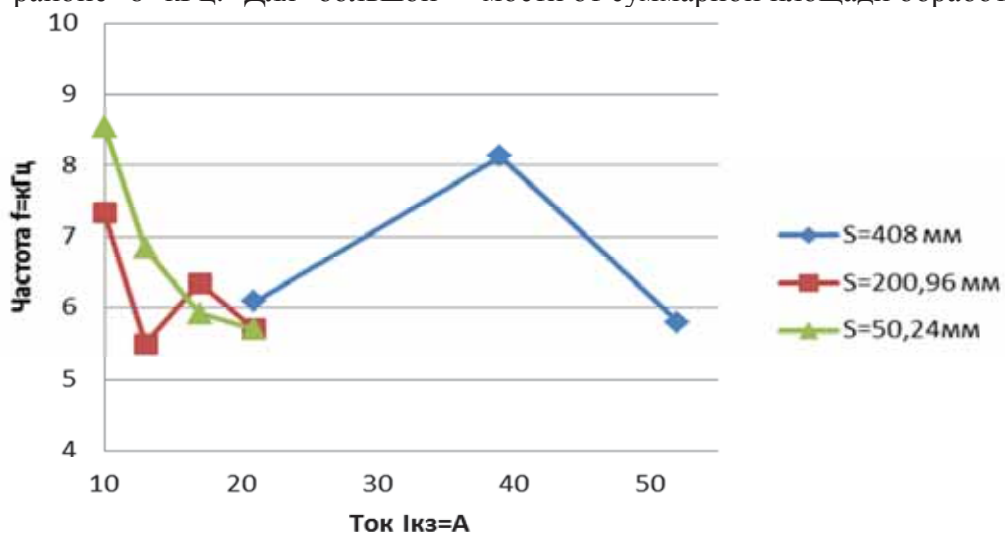


Рис. 5. Зависимость оптимальной частоты импульсов от тока короткого замыкания для разных площадей. Материал электрода – медь М1, обрабатываемый материал ЭП-718, площадь обработки $S_2=200,96 \text{ мм}^2$, диаметр $D=16 \text{ мм}$, глубина $l=6 \text{ мм}$. Объем снимаемого металла $1205,7 \text{ мм}^3$, скважность $q=1,3$, напряжение $U=100 \text{ В}$

Из проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Стандартные режимы обработки, предлагаемые производителями из базы данных системы ЧПУ станка, не обеспечивают максимальную производительность при обработке хромоникелевых сплавов.

2. Зависимость производительности от частоты импульсов имеет выраженный максимум. При определённом значении частоты импульсов производительность принимает наибольшую величину, при дальнейшем

увеличении частоты импульсов производительность снижается за счет засорения межэлектродного зазора.

3. С ростом величины тока оптимальная величина частоты импульсов смещается в сторону меньших значений.

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

RESEARCH OF THE WORKABILITY OF SPECIAL MATERIALS ELECTROEROSIVE METHOD

© 2011 V. V. Koshelev, G. V. Smirnov

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

Productivity of processing of aviation nickel alloys is investigated by EDM. Processing was conducted by copper and graphite electrodes, an insertion method. Dependences of productivity on frequency of impulses are received.

Electroerosive method, productivity, nickel alloys.

Информация об авторах

Кошелев Виктор Валентинович, инженер, ассистент кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-47-76. E-mail: vit22331@ya.ru. Область научных интересов: электрофизические методы обработки металлов.

Смирнов Геннадий Владиславович, доктор технических наук, профессор кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-45-79. E-mail: Pdla@ssau.ru. Область научных интересов: технология производства авиационных деталей.

Koshelev Viktor Valentinovich, engineer, assistant of the aircraft engine production department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-47-76. E-mail: vit22331@ya.ru. Area of research: electro-physical method of the metalworking.

Smirnov Gennadiy Vladislavovich, doctor of technical science, professor of aircraft engine production department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-45-79. E-mail: Pdla@ssau.ru. Area of research: production technology of aircraft engine components.

УДК 621.4.001.4

ЭКСПОНЕНЦИАЛЬНОЕ СГЛАЖИВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВРЕМЕННОГО РЯДА ПРИ НАЛИЧИИ ТРЕНДА

© 2011 А. М. Керенский

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

Предложен алгоритм экспоненциального сглаживания временного ряда, имеющего произвольный тренд. Алгоритм может быть полезен при контроле технического процесса в реальном масштабе времени.

Экспоненциальное сглаживание временного ряда, контрольный сигнал, погрешность, стандартное отклонение.

Экспоненциальное сглаживание широко применяется при длительном прогнозировании экономических показателей [1, 2]. Обычно оно производится по формуле

$$S_t = \beta \cdot S_{t-1} + \alpha \cdot Y_t, \quad (1)$$

где S_t и S_{t-1} - соответственно экспоненциальные средние в текущий и предшествующий моменты времени;

Y_t - значение ординат временного ряда

в момент t ;

t - номер параметра временного ряда;

α - коэффициент сглаживания;

$$\beta = 1 - \alpha.$$

Формула (1) хорошо сглаживает данные стационарного временного ряда при отсутствии тренда. При наличии тренда необходим соответствующий его учет. Одним из способов такого учета является метод, предложенный Ч. Холтом [4]. Суть его заключается в том, что в формуле (1) вместо экспоненциально сглаженного значения (S_{t-1}) используется прогнозное значение (S_{prt}), найденное с учетом возможного изменения тренда:

$$S_t = \beta \cdot S_{prt} + \alpha \cdot Y_t, \quad (2)$$

$$\text{где } S_{prt} = S_{(t-1)} + b_t. \quad (3)$$

Здесь параметр b_t характеризует примерное приращение тренда на данном шаге временного ряда. Вычисление параметра b_t производится также с помощью экспоненциального сглаживания:

$$b_t = (1 - B) \cdot b_{(t-1)} + B \cdot (S_t - S_{(t-1)}), \quad (4)$$

где коэффициент сглаживания B является постоянной величиной.

Таким образом, для расчета по модели Ч. Холта требуется задание двух параметров: α и B . (В некоторых работах [2] рекомендуется принимать $\alpha = 0.1$ и $B = 0.01$).

В предлагаемой работе показано, что при расчете имеется возможность ограничиться заданием только одного параметра α , а параметр B вычислять, используя значение следящего контрольного сигнала D . Тригга [3].

Как и в отмеченных выше работах, вычисление контрольного сигнала производится следующим образом:

$$KT_t = \frac{\hat{e}_t}{e_t},$$

где $e_t = Y_t - S_{prt}$ - ошибка прогноза,

$\hat{e}_t = \beta \cdot \hat{e}_{t-1} + \alpha \cdot e_t$ - сглаженное значение ошибки прогноза,

$\tilde{e}_t = \beta \cdot \tilde{e}_{t-1} + \alpha \cdot |e_t|$ - абсолютное значение сглаженной ошибки прогноза.

При этом параметр B вычисляется по формуле

$$B = 1 - |KT_t|. \quad (5)$$

Отметим некоторые особенности предлагаемого алгоритма расчета.

Значения параметров \hat{e}_t и \tilde{e}_t определяются после устранения погрешностей наблюдения. Для этого вводится условная величина допустимой погрешности W_{kr} . Критические границы данной области допустимых значений определяются по утроенному стандартному отклонению:

$$W_{kr} = 3\sigma.$$

В свою очередь величина стандартного отклонения, как и в работе [2], определяется

по абсолютному значению сглаженной ошибки прогноза :

$$\sigma = 1.2533 \cdot \tilde{e}_t.$$

Если фактическая погрешность прогноза оказывается больше допустимой :

$$|e_t| > |W_{kr}|,$$

то условно считается, что текущий параметр y_t является ошибкой наблюдения и заменяется скорректированной величиной, равной границе области допустимых значений :

$$Y_t = S_{prt} + |W_{kr}|, \text{ если } e_t > 0$$

или $Y_t = S_{prt} - |W_{kr}|$, если $e_t < 0$.

Кроме отмеченного, проверка фактической погрешности наблюдения и корректировка текущего значения параметра начинаются с номера $t = 5$. При $t < 5$ в качестве

начальных условий принимаются следующие величины $S_0 = y_0$; $b_0 = 0$; $\dot{e}_0 = 0$; $\tilde{e}_0 = 0$. При этом текущий параметр b_t определяется просто как средняя величина между его предыдущим значением и текущей разностью экспоненциальных средних :

$$b_t = \frac{b_{(t-1)} + (S_t - S_{(t-1)})}{2}. \quad (6)$$

Ниже на рис. 1 представлены сравнительные расчеты по двум методикам :

А - расчет по предлагаемому методу (при $\alpha=0.1$);

Н - расчет по методу Холта (при $\alpha=0.1$ и $\beta=0.01$).

(Данные временного ряда взяты из работы [1]).

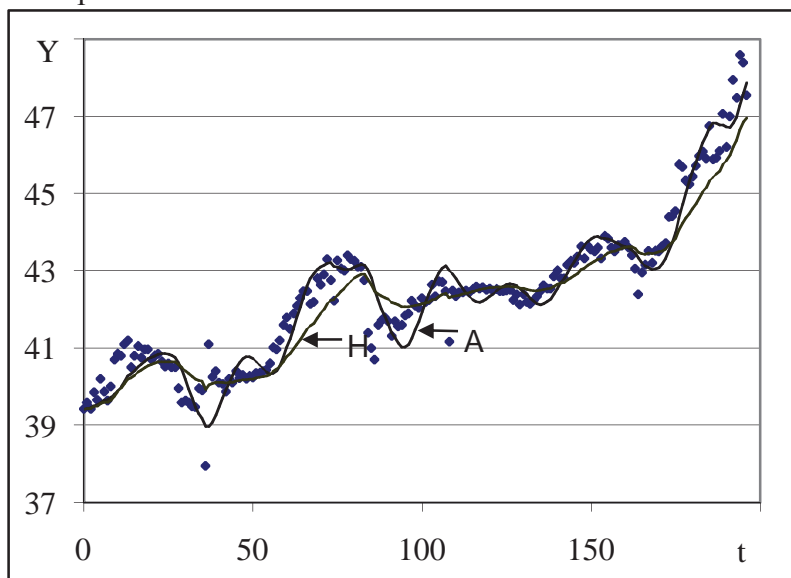


Рис. 1. Цены на золото, дол. за унцию на Лондонском рынке

Видно, что предлагаемый метод расчета несколько лучше соответствует характеру рассматриваемого процесса.

Оценим величину несоответствия среднеквадратическим разбросом параметров временного ряда относительно расчетной кривой :

$$S_{kr} = \sqrt{\frac{\sum_{t=0}^n (y_t - S_t)^2}{n}}. \quad (7)$$

Проведенные вычисления показывают :

для кривой А $S_{kr} = 0.547$, для кривой Н - $S_{kr} = 0.630$. Разница сравнительно небольшая. Однако возникает вопрос: "Как влияет на величину данного разброса выбор значения параметра α ? "

Последнее показано на рис. 2. Видно, что в диапазоне значений α от 0.1 до 0.2 разброс существенно уменьшается, а в диапазоне от 0.2 до 0.4 изменение разброса незначительное. Очевидно, что для рассматриваемой модели расчета в качестве наилучшего значения можно принять $\alpha = 0.2$.

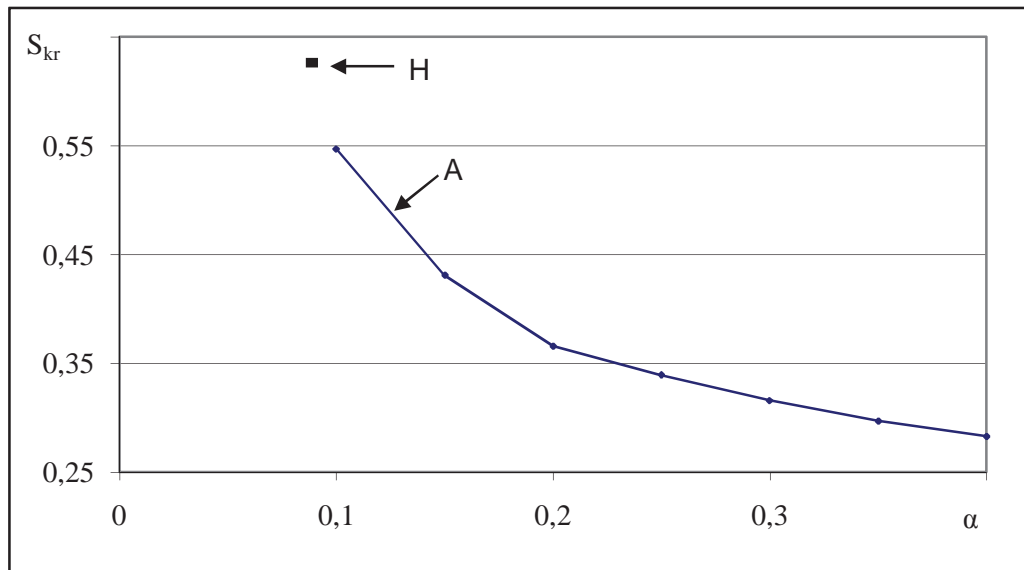


Рис. 2. Параметр разброса значений временного ряда относительно расчетной кривой:

$$H - S_{kr} = 0.630, A - S_{kr} = f(\alpha)$$

На рис. 3 показаны результаты расчета при $\alpha = 0.2$ данных временного ряда, представленного ранее на рис. 1.

Видно, что относительно кривой А разброс существенно уменьшился.

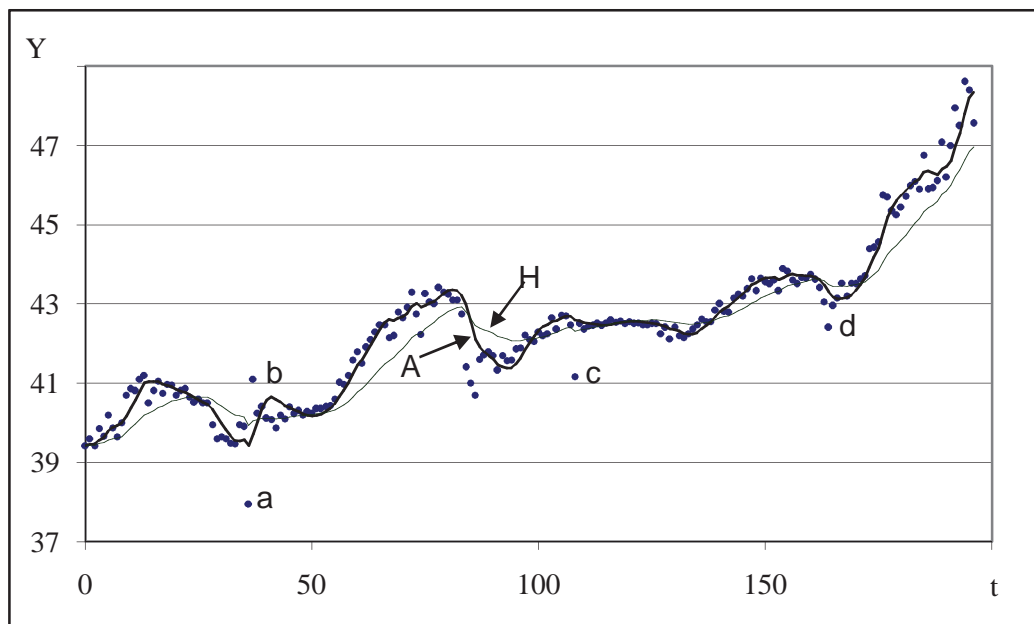


Рис. 3. Расчет данных временного ряда цен на золото при $\alpha=0.2$:

$$H - S_{kr} = 0.630, A - S_{kr} = 0.366$$

На рис. 4 показаны результаты расчета при $\alpha = 0.2$ данных временного ряда, также взятого из работы [1]:

А - расчет по предлагаемому методу (при $\alpha = 0.2$),

Н - расчет по методу Холта (при $\alpha = 0.1$ и $B = 0.01$).

Видно, что и в данном случае предлагаемый алгоритм расчета гораздо лучше отображает характер исследуемого процесса. Разброс относительно кривой А практически в два раза меньше разброса относительно кривой Н.

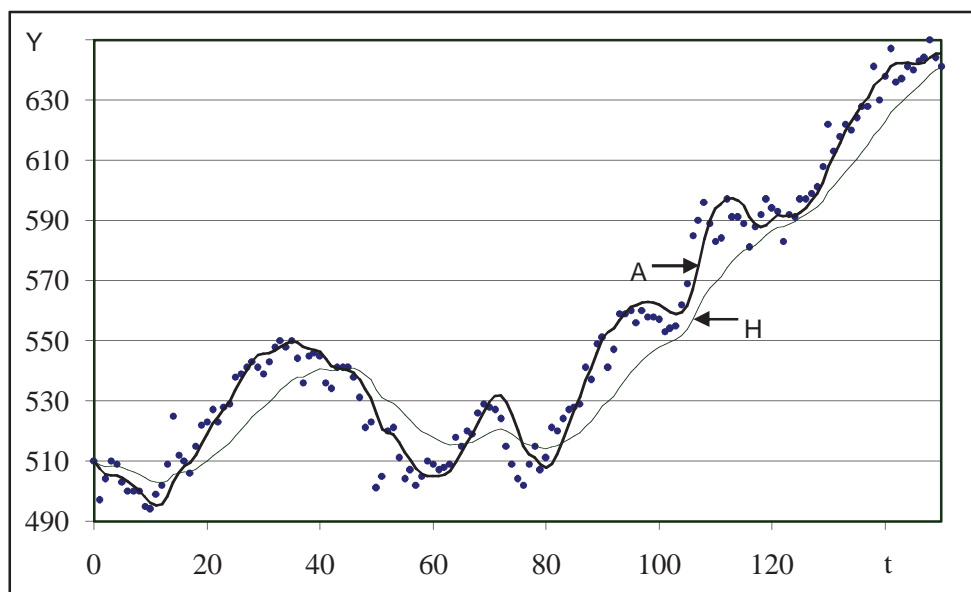


Рис. 4. Курс акций фирмы ИБМ, дол.: H - $S_{kr}=12.593$, A - $S_{kr}=6.335$

Выводы

1. Предложено улучшение метода Ч. Холта для экспоненциального сглаживания данных временного ряда. Разработан алгоритм расчета, пригодный для текущего предупредительного контроля технического процесса.
2. Предлагаемый алгоритм расчета предусматривает:
 - а) пошаговое сглаживание поступающих для расчета данных;
 - б) учет при расчете возможных "грубых" ошибок наблюдений.
3. Адаптация экспоненциальной средней к данным процесса осуществляется специальным параметром учета тренда, расчет которого производится по значению контрольного сигнала Д. Тригга.

Библиографический список

1. Лукашин, Ю.П. Адаптивные методы краткосрочного прогнозирования [Текст] / Ю.П. Лукашин. - М.: Статистика, 1979. - 416с.
2. Льюис, К.Д. Методы прогнозирования экономических показателей [Текст] / К.Д. Льюис. - М.: Финансы и статистика, 1986. - 133с.
3. Trigg, D.W. Monitoring a forecasting system / D.W. Trigg - Oper. Res. Quart., 1964, vol. 15, n. 3.
4. Holt, C.C. Forecasting trends and seasonals by exponentially weighted moving averages / C.C. Holt - O. N. R. Memorandum, Carnegie Inst. of Technology, 1957, n. 52.

EXPONENTIAL SMOOTHING PARAMETER TIME SERIES IN THE PRESENCE OF TREND

© 2011 A. M. Kerensky

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

Algorithm of exponential smoothening of a time row having an arbitrary trend. This algorithm can be used at control of a technical process in real time conditions.

Exponential mean value, smoothening ratio, forecasting, forecasting error, control signal, trend parameter, standard decline.

Информация об авторах

Керенский Анатолий Михайлович, кандидат технических наук, старший преподаватель, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: 8 (846) 950 20 24. E-mail: kerenky_am@mail.ru. Область научных интересов: автоматический контроль технических процессов.

Kerensky Anatoly Mikhailovich, candidate of Technical Sciences, teaching staff, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: 8 (846) 950 20 24. E-mail: kerenky_am@mail.ru. Area of research: automated control of technical processes.

УДК 621.452

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВНЕДРЕНИЯ ПРОГРЕССИВНЫХ ПРОЦЕССОВ В СЕРИЙНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ ДВИГАТЕЛЕЙ СЕМЕЙСТВА «НК»

© 2011 Е. И. Алексенцев, И. Л. Шитарев, В. П. Курбатов, Е. А. Гриценко

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

Определены комплексные научно-технические требования к организации серийного производства двигателей и условия, предопределяющие необходимость разработки новых технологических процессов изготовления. Показана эффективность новых процессов. Реализация комплекса прогрессивных процессов изготовления деталей и узлов позволила получить существенное повышение технических характеристик двигателей семейства «НК», их высокие эксплуатационную надёжность и ресурс.

Газотурбинный двигатель, энергетическое машиностроение, опыт изготовления двигателя различного назначения, технико-экономические показатели, характеристики двигателя, сравнение с западными двигателями.

Газотурбинные двигатели (ГТД) семейства «НК» широко применяются в различных отраслях народного хозяйства, в том числе в авиации, газовой и нефтяной промышленности и энергетике.

Особое место занимает оборонная промышленность.

На рис. 1–3 показано применение различных моделей двигателей в авиации.



Рис. 1. ТВД НК-12МП и бомбардировщик Ту-95МС

Создание ГТД требует решения сложной комплексной научно-технической проблемы, в том числе на этапе освоения их изготовления и организации серийного производства.



Рис. 2. Двигатель НК-8-4 и самолёт Ил-62



Рис. 3. ТРДД НК-32 и самолет Ту-160

Ввиду различного назначения двигателей «НК» к ним соответственно предъявляются и различные требования по эксплуатации, что обуславливает различные технологии их изготовления.

Наиболее нагруженными узлами в ГТД являются роторы компрессора и турбины вследствие воздействия на них высоких оборотов (до 20000 об/мин), давлений (до 30 атм) и температур (до 1600 К).

В роторах самыми сложными по конструкции являются лопатки, диски и валы. Поэтому в процессе производства двигателей наибольшую сложность вызывают именно их технологии изготовления.

На рис. 4 и 5 показаны роторы компрессора и турбины, конструкция которых вызывает сложность их изготовления.



а



б

Рис. 4. Ротор компрессора двигателя НК - 12 МП: общий вид ротора (а) и ротор на балансировочной машине ДБ-1001 (б)

На примерах изготовления деталей этих узлов – лопаток, дисков и валов - показаны разработанные новые высокоэффективные процессы изготовления, в том числе высокоскоростная штамповка и шлифование компрессорных лопаток и дисков с постоянным удельным давлением режущего инструмента, литьё турбинных лопаток с направ-

ленной кристаллизацией и из монокристалла и финишная обработка лопаток и валов микрошариками и абразивно-жидкостной смесью во взвешенном состоянии.



а



б

Рис.5. Вид ротора турбины двигателя НК - 12 МП: под углом к оси вала (а) и в плоскости оси вала (б)

Уникальность конструкции и прогрессивность технологии изготовления двигателей НК-12 подтверждается их эксплуатацией в течение многих десятилетий и по настоящее время на самолётах Ту-22, Ту-95, Ту-126, Ту-142, Ан-22. Двигатели НК-8 с модификациями широко эксплуатируются на самолётах Ил-62 и Ту-154.

Особо следует отметить создание многорежимного двухконтурного турбовентиляторного трёхвального двигателя с форсажной камерой для стратегического бомбардировщика Ту-160 (рис. 3). Уникальность его конструкции и технические характеристики двигателя позволили завоевать ему конкурентную приоритетность в мировом двигателестроении.

Однако это обусловило большие сложности в его изготовлении вследствие:

- сложной конфигурации лопаток компрессора (длина 15–500 мм, хорда до 160

мм, угол закрутки пера до 60° , его переменность),

- сложной конфигурации внутренних полостей охлаждаемых турбинных лопаток,
- большой длины (до 2500 мм) и малой толщины стенки (менее 10 мм) валов,
- малой толщины полотна дисков компрессора и турбины,
- больших диаметров силовых базовых колец,
- многоступенчатости компрессора и турбины,
- больших габаритов двигателей.

В процессе освоения серийного производства двигателей «НК» были разработаны прогрессивные процессы:

- высокоскоростная штамповка лопаток компрессора (ВСШ),
- адаптивный управляемый автоматически процесс шлифования,
- управляющие методы обработки наиболее ответственных деталей микрошариками,
- процессы изготовления лопаток турбины с внутренним охлаждением,
- изготовление силовых колец.

Суть ВСШ состоит в разработке метода высокоскоростной штамповки лопаток выдавливанием из мерной (по объёму и весу) заготовки в закрытом штампе за один рабочий приём. При этом скорость истечения материала (штамповки лопаток) в матрицу выбирается на 15–20% ниже критической, при которой возможен отрыв пера от замка, а после выдавливания заготовки выдерживается усилие, возникающее от термических напряжений, что предотвращает коробление пера.

Рис. 6 и 7 иллюстрируют схему штамповки заготовки лопатки и упругих перемещений элементов штампа.

На рис. 8 показаны заготовки ВСШ. Упрочняющие операции выполняются с целью повышения прочностных свойств материала поверхностного слоя посредством осуществления его пластической деформации от воздействия силы удара микрошариками. Упрочнению микрошариками подвергаются лопатки компрессора и турбины, полотна дисков.

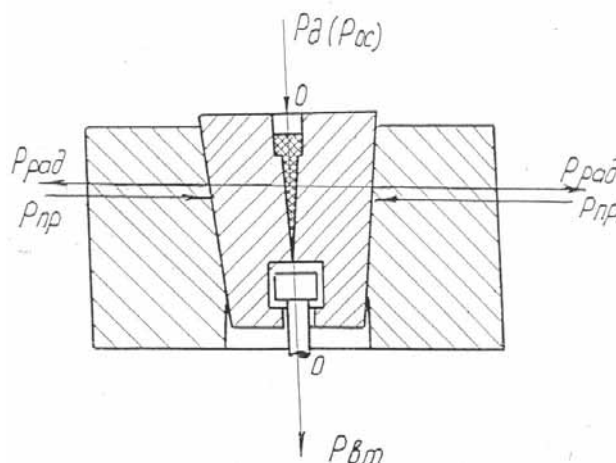


Рис. 6. Схема сил, действующих на штамповую оснастку

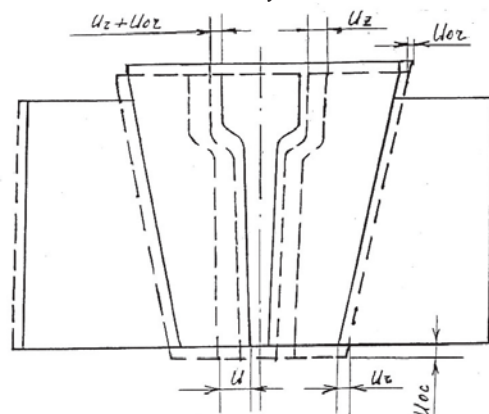


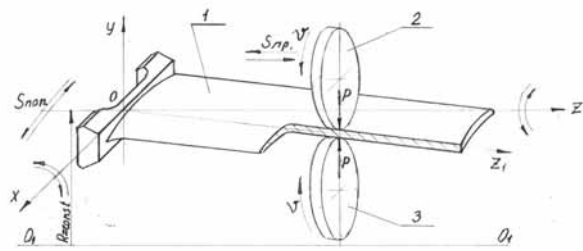
Рис. 7. Схема упругих перемещений элементов штамповой оснастки

После «жесткого» упрочнения поверхностей микрошариками выполняется «мягкая» обработка поверхностей абразивным порошком в сжатой жидкостной среде.



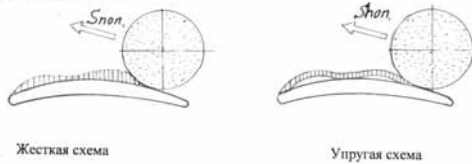
Рис. 8. Заготовки лопаток компрессора НК - 25, изготовленные методом ВСШ

На рис. 9 показаны отличия процессов шлифования по жесткой и адаптивной схемам.



1 – лопатка обрабатываемая; 2,3 – круги алмазные;
 $S_{пр}$ – подача продольная; $S_{пр.у}$ – подача поперечная (угловая);
 V – скорость резания; P – сила прижима круга к перу лопатки;
 O_1, O_2 – ось планшайбы; OZ – ось шпинделя; OZ_1 – ось лопатки.

а) Схема шлифования



б) Схемы удаления припуска

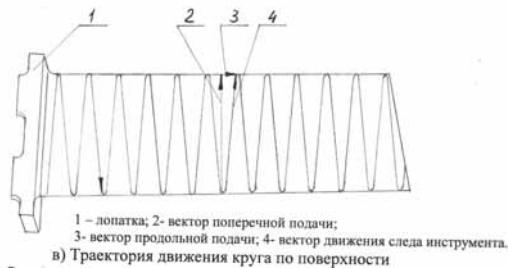


Рис. 9. Схема шлифования пера лопатки на станке типа СПЛ

Рис. 10 иллюстрирует заготовки лопаток, полученных ВСШ и обработанных на станках типа СПЛ.

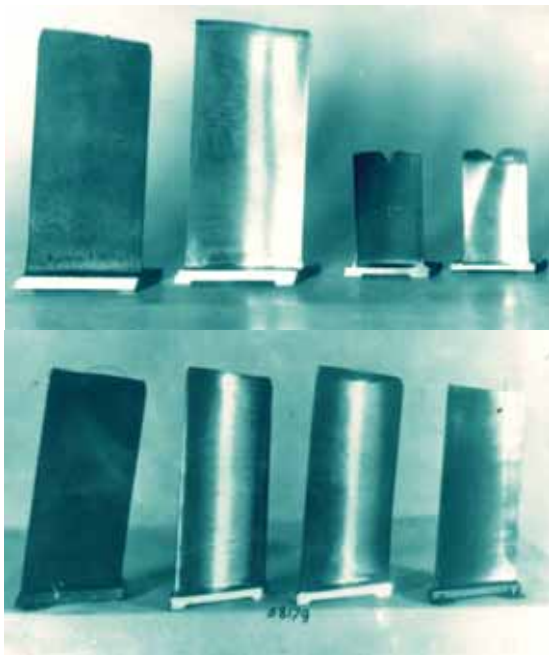


Рис. 10. Заготовки лопаток, полученных методом ВСШ, и их вид после обработки на станке СПЛ-3К

Усталостная прочность лопаток полученных ВСШ и обработанных на станках СПЛ, повышается (рис. 11).

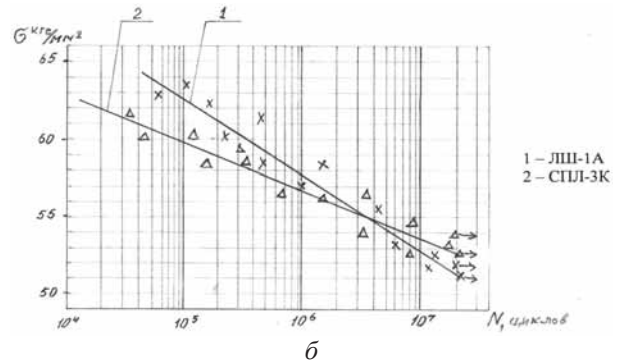
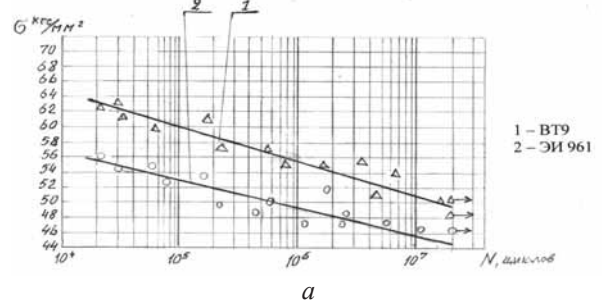


Рис. 11. Кривые усталостной прочности лопаток из различных материалов после шлифования на станке мод. СПЛ-3К (а) и лопаток из VT9 после обработки по различным схемам (б)

Упрочняющие методы обработки микрошариками формируют в поверхностном слое сжимающие остаточные напряжения в лопатках и дисках (рис. 12).

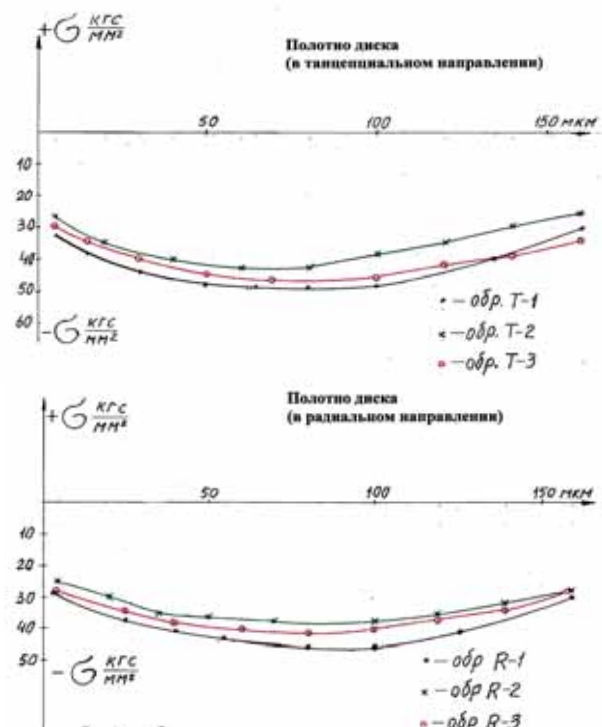


Рис. 12. Эпюры остаточных напряжений после упрочнения микрошариками

Из-за большой длины валов их обработка производится на специальном оборудовании (рис. 13).



Рис. 13. Обработка вала на специальном станке

На рис. 14 показана установка абразивно-жидкостной обработки пазов дисков турбины.

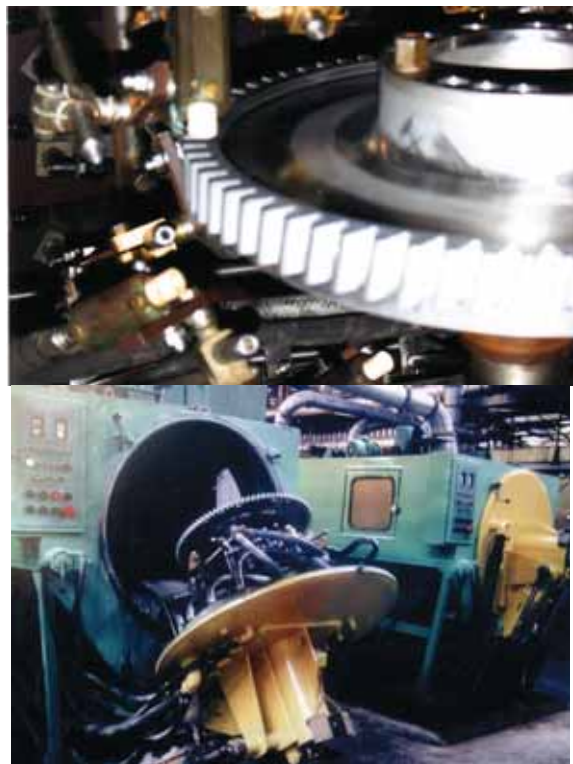


Рис. 14. Диск турбины и общий вид установки «АЖО» для обработки дисков турбины

Новизна и уровень эффективности разработанного научно-технологического комплекса подтверждены конкретными техническими разработками и широтой охвата различных проблем, в том числе:

а) совершенствованием конструкции лопаток, дисков и валов с целью повышения

надежности их работы и повышения технологичности их изготовления;

б) освоением в производстве технологии изготовления новых конструктивных элементов указанных деталей;

в) разработкой принципиально новых базовых процессов изготовления лопаток дисков и валов и типов оборудования для их реализации;

г) нахождением закономерностей прохождения процессов в материалах деталей при выполнении основных базовых операций;

д) совершенствованием схем и кинематики разработанных процессов и оборудования;

е) повышением уровня механизации и автоматизации выполнения процессов при изготовлении деталей;

ж) подтверждением положительных технико-экономических аспектов при реализации разработанного технологического комплекса;

з) созданием конкурентоспособной научно-технической основы в разработанном технологическом комплексе.

В процессе проектирования ГТД задаются технические характеристики двигателей на основе всесторонних расчетов – тепловых, газодинамических и прочностных, а также циклов работы двигателей в целом и компьютерного моделирования работы двигателя на различных режимах и, в ряде случаев, натурных испытаний основных элементов и узлов двигателей.

Безусловно, отправными данными при этом являются технические условия по эксплуатации, задаваемые заказчиком двигателей. Изготовление лидерных образцов ГТД и их испытания позволяют определить первичные технические характеристики. Последующая доводка и эксплуатация двигателей позволяют «наращивать» технические характеристики, которые уже классифицируются как эксплуатационные. Безусловно, технические и эксплуатационные характеристики отличаются для двигателей различного назначения.

Улучшение эксплуатационных характеристик авиационных двигателей осуществляется за счет:

- конструктивных изменений двигателей;

- улучшения технологии серийного изготовления двигателей;
- организационных мероприятий по эксплуатации двигателей;
- других мероприятий, выполняемых в рамках программ «Обеспечение надежности» и «Безопасность полетов».

Реализация научно-технического комплекса при серийном освоении двигателей позволила в целом:

- увеличить до 2,5 раз ресурсы двигателей, как межремонтный, так и назначенный;
- значительно улучшить параметры надежности двигателей;
- существенно улучшить удельные параметры двигателей, что ставит их в один ряд с наилучшими образцами в мире;
- увеличить межремонтный период обслуживания двигателей, что существенно снижает эксплуатационные расходы;
- обеспечить показатели надежности двигателей на уровне ТУ.

Наиболее распространенными из эксплуатирующихся авиационных двигателей семейства «НК» является двигатель «НК-25». На примере этого двигателя можно показать влияние внедряемых конструктивно-технологических мероприятий на изменение характеристик двигателей.

Так, в 1990 году межремонтный ресурс двигателя был увеличен с 400 до 625 часов и гарантийный срок эксплуатации с 8 до 10 лет. Необходимо учесть, что на момент освоения этого двигателя на серийном заводе в 1988 году ресурс его составлял всего 100 часов.

В 1997 году межремонтный ресурс был установлен 1250 часов, гарантийный срок эксплуатации и хранения 18 лет. На сегодня гарантийный срок эксплуатации составляет 21 год.

Аналогичный порядок назначения ресурсов и контроля состояния был применен и на авиационных двигателях «НК-32». Так, в 1992 году межремонтный ресурс двигателей составил 400 часов и срок эксплуатации

и хранения 8 лет. В 1996 году межремонтный ресурс был установлен 10 лет.

В 2001 году межремонтный ресурс уже достиг уровня 1000 часов, а гарантийный срок эксплуатации и хранения 12 лет. На сегодня срок эксплуатации и хранения этих двигателей составляет 21 год.

Особо следует отметить повышение ресурса НК-25 и НК-32:

- внедрение рабочей лопатки турбины с вихревой матрицей позволило довести ресурс до капитального ремонта с 300 до 750 часов;
- разработка и внедрение теплозащитного покрытия турбинных лопаток позволило увеличить ресурс до капитального ремонта до 1250 часов;
- назначенный ресурс двигателей НК-25 и НК-32 доведен до 2600 часов.

На примере двигателей НК-16СТ и НК-36СТ показано существенное достижение по надежности двигателей наземного применения:

- назначенный ресурс – 100000 часов;
- ресурс до капитального ремонта – 25000 часов;
- наработка на отказ – 4000 часов.

Приведенные данные по конкретным двигателям свидетельствуют, что за время серийного изготовления двигателей семейства «НК» постоянно улучшались их эксплуатационные характеристики, предпосылками этому является постоянное усиление многих аспектов научно-технического комплекса.

Для двигателей мод. НК-14СТ достигнуты следующие характеристики:

- наработка на съем двигателей увеличилась с 15128 до 34147 часов;
- наработка на отказ двигателей увеличилась с 3146 до 9561 часа;
- назначенный ресурс двигателей увеличился с 50000 до 100000 часов.

Эксплуатационные характеристики двигателей семейства «НК» соответствуют в целом лучшим мировым образцам двигателей, а по ряду показателей даже их превышают (табл. 1).

Таблица 1. Сравнительные характеристики ГТД производства ОАО «Моторостроитель» с зарубежными аналогами

Производитель	Модель	Год начала серийного производства	Номинальная /пиковая мощность, МВт (ISO)	Расход топлива на номинальном режиме	КПД, %	Температура газов на выходе, К
ОАО «Моторостроитель»	НК-12СТ	1974	6,3/-	1820	26,1	941
	НК-44СТ	1995	8,6/-	1920	32	750
	НК-14Э	1998	10/-	2180	33	750
Alstom Power	Tornado 6,75	1981	6,748/-	1545	31,4	751
	Tempest	1995	7,710/-	1830	32,5	826
	Cyclone	1997	12,869/-	2742	34,8	842
GE Industrial Aeroderiv-	PGT16	1989	13,76/-	2859	-	761
Hitachi	H-15	1990	13,8/-	3200	-	823
Hitachi Zosen	GT151	1982	14,76/-	3640	-	709
Kawasaki Heavy Inda-	M7A-02	1997	6,958/-	1620	-	
MAN Turbomashmen	THM1304 D+	1998	10,00/-	2504	-	765
Mitsubisi Heavy Indus-	MF-111	-	14,57/-	3383	-	803
Mitsui Engineering and Shipbuilding	MSC90	1987	9,29/-	2106	31,8	737
	MSC100	1989	10,69/-	2369	32,5	761
Rolls-Royce	Avon	1964	14,58/-	3789	-	715
Solar Turbines, Inc	Mars90	1992	9,4/-	-	31,8	728
	Mars 100	1994	10,659/-	-	32,5	755
Tuma TurbomachSA	TBM-M90	1992	9,28/10	2108	-	734
	TBM-M100	1994	10,68/-	2366	-	756
ОАО «Моторострой-	НК-36СТ	1994	25,00/-	5163	36,5	698
	НК-37	1997	25/-	5255	36,4	727
Alstom Power	GT10	1981	24,77/26,67	5212	34,2	816
GE Industrial Aeroderiv-	LM2500+PV	1998	28,5/-	5338	-	774
	LM2500+P H	1986	28,060/-	4919	-	770
Hitachi	PG5371	1987	26,3/27,83	6645	-	760
	H-25	1988	26,9/-	5820	-	823
MAN Turbomashinen AO GNN	FT8 Power Pac	1990	25,69/27,57	4818	-	730

Двигатели семейства «НК» по эффективности не уступают аналогичным двигателям, выпускаемым в России, Украине и дальнем зарубежье. На рис. 15 приведена зависимость эффективного КПД различных приводных двигателей от мощности, из которой видно, что двигатели, выпускаемые ОАО «Моторостроитель», по КПД не уступают аналогичным образцам других фирм.

Технико-экономические показатели внедрения разработок в целом складываются из следующих основных составляющих.

Составляющие внедрения по компрессорным лопаткам:

- повышен коэффициент использования материалов при высокоскоростном выдавли-

вании заготовок лопаток по сравнению с традиционной объемной штамповкой – в 2...2,5 раза;

- повышены механические свойства материалов до 12% и усталостная прочность за счет применения регламентированных режимов шлифования и поверхностного упрочнения, что позволило увеличить надежность и долговечность лопаток в 1,5...2 раза;

- существенно повышена точность формообразования профилей пера (до 1...2 класса);

- сокращено число основных операций маршрутного процесса – с 28 до 12;

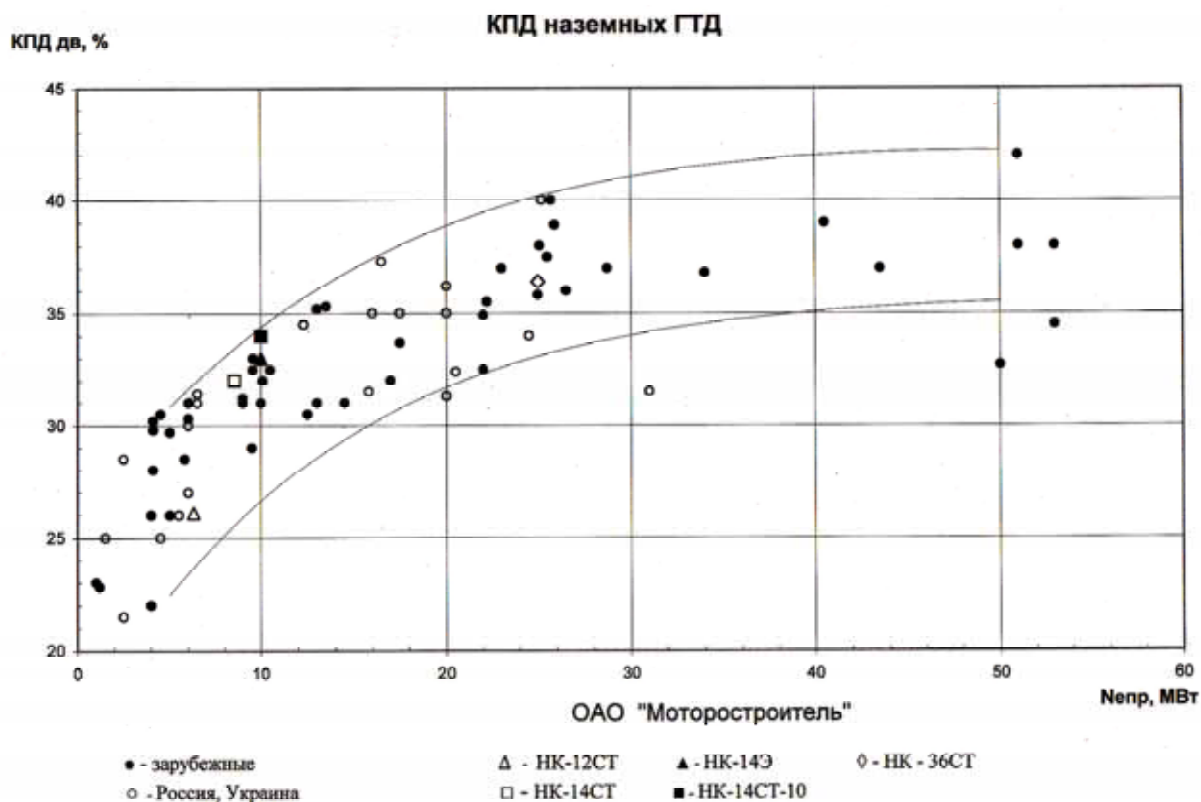


Рис. 15. КПД различных двигателей

- снижена трудоемкость изготовления лопаток – на 35...40%, а ручных слесарных работ – в 2 раза;

- механизация процесса штамповки заготовок и автоматизация процесса шлифования профиля пера лопаток позволили реализовать многостаночное обслуживание оборудования;

- улучшены условия труда и техники безопасности за счет механизации и автоматизации выполнения основных технологических операций.

Составляющие внедрения по турбинным лопаткам:

- разработана и внедрена уникальная конструкция пустотелой охлаждаемой лопатки 1-й ступени турбины (лопатка литая, бесприпусковая с монокристаллической структурой и вихревой схемой охлаждения), что позволило в 2,5 раза повысить ресурс лопаток;

- внедрена технология нанесения теплозащитного покрытия на лопатки, что позволило дополнительно увеличить ресурс турбины еще в 2 раза и полностью исключить съем двигателей с эксплуатации по дефектам лопаток турбины;

- исключена отбраковка лопаток по причине несовершенства выполнения технологии изготовления.

Составляющие внедрения по дискам:

- Протягивание пазов на компрессорных дисках с фиксацией в приспособлении гидроприводом вместо пневмопривода обеспечило получение стабильных размеров.

- Замена ручных слесарных работ по скруглению кромок пазов и полировке полотна на турбоабразивную обработку (ТАО) повышает производительность операции в 2-3 раза и стабильно обеспечивает заданную шероховатость поверхности.

- Упрочнение полотна, пазов и трактовых поверхностей дисков микрошариками на установке мод. УДМ-3 с последующим виброшлифованием на установке мод. ВГС-125 создает упрочненный поверхностный слой, что исключает образование микротрещин на поверхности, повышая усталостную прочность дисков.

- Химическое пассивирование дисков повышает коррозионную и эрозионную стойкость дисков за счет образования защитного слоя.

- Турбинные диски подвергаются обработке: микрошариками для создания упрочняющего слоя, абразивно-жидкостной смесью (АЖО) с целью снятия заусенцев, ликвидации рисок и повышения чистоты поверхности, что исключает образование прижогов ввиду того, что процесс выполняется в интенсивно охлаждаемой среде, а обработка пазов выполняется ТАО. Эти процессы (ТАО и АЖО) позволяют механизировать процессы отделочной обработки с одновременным повышением производительности в 3-5 раз с гарантированным обеспечением качества.

Валы большой длины (>2500 мм) с малой толщиной стенок (<10 мм) затруднительно получать с высокой точностью базовых поверхностей и с минимально допустимой разнотолщиной стенок.

Решение этих задач достигнуто благодаря разработке автоматизированного приспособления по обнаружению разнотолщинности стенок валов с последующим выравниванием их толщины на станке, что обеспечивает требуемое вибрационное их состояние и соответственно повышение ресурса.

Внедрение разработанного научно-технического комплекса позволило увеличить ресурс двигателей семейства «НК» в 10-12 раз, например двигателя НК-25 в 10 раз.

Внедрение в производство разработанного технологического комплекса на указанных предприятиях позволило обеспечить:

- механизацию и автоматизацию выполнения наиболее ответственных операций, в том числе получение заготовок деталей, шлифование и упрочнение, нанесение прочностных и защитных покрытий;
- повышение коэффициента использования материалов в 2...2,5 раза;

- значительное сокращение числа основных операций при выполнении маршрутных процессов изготовления деталей на 45-60%;

- сокращение количества технологического оборудования при изготовлении деталей на 35-50%;

- реализацию многостаночного обслуживания оборудования;

- получение стабильного высокого качества изготовления основных деталей по всему маршрутному циклу, что подтверждается повышением надежности и ресурса работы двигателей различного назначения (в целом в 10 раз).

Содержание авторских свидетельств на разработанный научно-технический комплекс свидетельствует во многих случаях о принципиальной новизне конкретных процессов и оборудования, что вполне обоснованно позволяет считать их конкурентоспособными.

Экономический эффект от внедрения научно-технического комплекса изготовления основных деталей двигателей всех упомянутых типов и моделей составляет в год более 1250,0 млн. руб.

Уровень научно-технических разработок технологического комплекса, его объективная новизна и реальное внедрение в производство, обеспечивающие в целом устойчивое качественное и мобильное производство основных деталей современных двигателей, позволяют применять его на родственных предприятиях отрасли.

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

EFFICIENCY OF TECHNICAL WORKINGS OUT IN BATCH PRODUCTION GTE

© 2011 E. I. Aleksentsev, I. L. Shitarev, V. P. Kurbatov, E. A. Gritsenko

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

Complex scientific and technical requirements to the organization of a batch production of engines and the conditions predetermining necessity of working out of new technological processes of manufacturing are defined. Efficiency of new processes is shown. Realization of a complex of progressive processes of manufacturing of details and knots

has allowed to receive essential increase of technical characteristics engines families "NK", their high operational reliability and resource.

The gasturbine engine, aviation, military, civil, aircraft, power mechanical engineering, experience of manufacturing of the engine of different function, examples of especially responsible operations, technical and economic indicators, engine characteristics, comparison with the western engines.

Информация об авторах

Алексенцев Евгений Иванович, кандидат технических наук, главный научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 227–35–15. Область научных интересов: технология и организация производства двигателей.

Шитарев Игорь Леонидович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Производство двигателей летательных аппаратов», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 334–74–91. Область научных интересов: технология и организация производства двигателей.

Курбатов Валерий Павлович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Производство двигателей летательных аппаратов», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: проектирование и изготовление двигателей.

Гриценко Евгений Александрович, доктор технических наук, профессор, генеральный конструктор ОАО «Двигатели Владимир Климов – Мотор СИЧ», г. Москва. Область научных интересов: проектирование и изготовление двигателей.

Aleksentsev Evgenie Ivanovich, Candidate of Technical Sciences, the senior research assistant, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 227–35–15. Area of research: Technology and the organization of manufacture of engines.

Shitarev Igor Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, the professor, managing chair «Manufacture of engines of flying machines», Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 334–74–91. Area of research: Technology and the organization of manufacture of engines.

Kurbatov Valery Pavlovich, Candidate of Technical Sciences, associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area of research: Designing and manufacturing of engines.

Gritsenko Evgenie Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, the professor, the general designer. Moscow. Area of research: Designing and manufacturing of engines.

МОДЕРНИЗАЦИЯ СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МИКРОТУРБИННЫХ ПРИВОДОВ

© 2011 В. Н. Матвеев, Л. С. Шаблей

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

В статье описаны конструкция и принцип действия экспериментального стенда для автоматизированного исследования малоразмерных турбинных приводов. Приведена методика проведения испытаний, обработки результатов автоматизированных измерений и оценки погрешностей эксперимента.

Стенд, привод микротурбинный, автоматизация эксперимента, обработка результатов испытаний, оценка погрешности.

В настоящее время для проведения экспериментальных исследований малоразмерных турбоприводов (МТП) используется широкий спектр установок, отличающихся принципом действия тормозного устройства. В работах [1] и [2] приведено описание большей части существующих установок: магнитно-воздушных, воздушно-вентиляторных, гидравлических, электрогенераторных, тормозных устройств с изменяемым масляным слоем и реверсивной турбиной. У каждой из этих установок своя область рабочих режимов, все они снабжены балансирными моментомерами и обладают определенными преимуществами и недостатками. Вместе с тем общим недостатком перечисленных установок является отсутствие автоматизации процесса испытаний, что обуславливает большую длительность и повышенную погрешность результатов эксперимента, исключает возможность исследования рабочего процесса МТП на переходных режимах.

В связи с этим была поставлена задача модернизации стенда для исследований МТП путём автоматизации управления проведением эксперимента; сбора, обработки и визуализации результатов испытаний.

Для модернизации был выбран стенд с магнитно-воздушной установкой. Этот стенд позволяет осуществлять экспериментальное определение моментных, мощностных, расходных и КПД-характеристик МТП в диапазонах мощности $N_{ТП}$ от 100

до 1000 Вт, крутящего момента $M_{кр}$ от 0,005 до 0,030 Н·м, расхода сжатого воздуха G_B от 10 до 50 г/с при изменении степени понижения давления $\pi_{ТП}$ от 1,7 до 5,0 и частоты вращения – от 5000 до 50000 мин⁻¹. Стенд работает от пневмосети низкого давления (избыточное давление 500...700 кПа) и бытовой электросети (220 В, 50 Гц). Он экологически безопасен и допускает эксплуатацию в лабораторном помещении, занимая площадь не более 1 м² (габаритные размеры – 700×500×1200 мм, масса – 12 кг).

Магнитно-воздушная установка выбранного стенда позволяет осуществлять плавную регулировку тормозного момента на валу МТП за счёт изменения силы тока в цепи электромагнитов. Последнее удобно с точки зрения автоматизации: для изменения режимов работы МТП с помощью управляющих компьютерных программ не требуется установка на стенд дополнительных исполнительных устройств.

При модернизации стенда с магнитно-воздушной установкой решались следующие задачи:

- разработка алгоритма подготовки и проведения экспериментов в автоматическом режиме;
- автоматизация процессов сбора и обработки информации, визуализации результатов испытаний, управления экспериментом;
- разработка методики обработки результатов эксперимента, включая расчёт параметров МТП и их погрешностей, получение регрессионных моделей характеристик и их оценку на адекватность и статистическую значимость.

При разработке алгоритма подготовки и проведения эксперимента первоначально были проанализированы существующая схема измерений стенда и методика определения параметров МТП.

В процессе испытаний МТП замеряются следующие параметры (рис. 1):

- $p_{0 \text{ изб}}^*$, полное избыточное давление воздуха на входе в МТП, кПа;
- $p_2 \text{ изб}$, статическое избыточное давление на выходе из рабочего колеса, кПа;
- T_0^* , температура сжатого воздуха на входе в МТП, К;
- n , частота вращения вала, мин^{-1} ;
- F , сила на конце рычага балансирующего моментомера, Н;
- G_B , расход сжатого воздуха, кг/с;
- p_H , атмосферное давление, кПа.

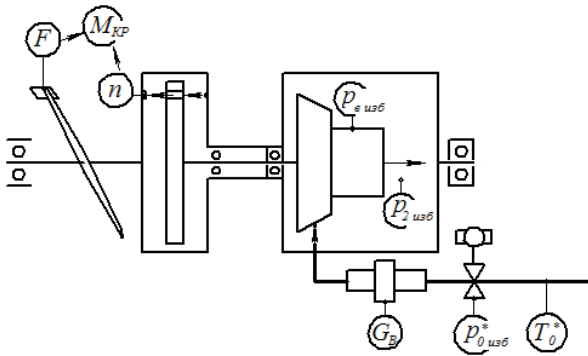


Рис. 1. Схема измерений стенда

Замеряемые величины позволяют определить следующие интегральные параметры МТП.

Крутящий момент на валу:

$$M_{кр} = F \cdot l, \quad (1)$$

где l – длина рычага балансирующего моментомера, м.

Абсолютные давления на входе и выходе из турбины:

$$p_0^* = p_{0 \text{ изб}}^* + p_H; \quad (2)$$

$$p_2 = p_2 \text{ изб} + p_H. \quad (3)$$

Степень понижения давления:

в МТП
$$\pi_{МП} = \frac{p_0^*}{p_H} \quad (4)$$

и турбине
$$\pi_{ТП} = \frac{p_0^*}{p_2}. \quad (5)$$

Мощность:

$$N_{МП} = \frac{\pi n M_{кр}}{30}. \quad (6)$$

Удельная механическая работа на валу турбины и МТП:

$$L_T = L_{МП} = \frac{N_{МП}}{G_B}. \quad (7)$$

Удельная изэнтропическая работа турбины и МТП:

$$L_{СТ} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]; \quad (8)$$

$$L_{СТМП} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_H}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (9)$$

где $k=1,4$ – коэффициент изэнтропии;

$R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – удельная газовая постоянная.

Мощностной КПД:

турбины
$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{СТ}} \quad (10)$$

и МТП
$$\eta_{МП} = \frac{L_{МП}}{L_{СТМП}}. \quad (11)$$

Окружная скорость на входе в рабочее колесо:

$$u_1 = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_1}{2}, \quad (12)$$

где D_1 – диаметр на входе в рабочее колесо, м.

Изэнтропическая скорость:

турбины
$$c_{СТ} = \sqrt{2L_{СТ}} \quad (13)$$

и МТП
$$c_{СТМП} = \sqrt{2L_{СТМП}}. \quad (14)$$

Параметр нагруженности:

турбины
$$Y_T = \frac{u_1}{c_{СТ}} \quad (15)$$

и МТП
$$Y_{МП} = \frac{u_1}{c_{СТМП}}. \quad (16)$$

С учетом рассмотренных схемы измерений и методики определения интегральных параметров был разработан алгоритм подготовки и проведения экспериментальных исследований в автоматизированном режиме, представленный на рис. 2. Он включает следующие основные этапы: подготовку стенда к работе, формирование в программном комплексе плана эксперимента, ввод значений постоянных параметров, проведение эксперимента, обработку результатов измерений.



Рис. 2. Алгоритм подготовки и проведения экспериментальных исследований в автоматизированном режиме

На этапе подготовки стенда к работе осуществляется монтаж исследуемого МТП в экспериментальной установке,

тестирование электрической и пневматической систем, а также всех каналов измерений.

На этапе формирования в программном комплексе плана эксперимента проводится выбор типа режима работы МТП между стационарным и переходным, устанавливаются границы проведения эксперимента по $\pi_{ТП}$ и $\Upsilon_{ТП}$. При этом сразу же автоматически по заданным значениям производится пересчёт границ испытаний на параметры $r_{0 изб}^*$ и n :

$$r_{0 изб}^* = p_H (\pi_{ТП} - 1); \quad (17)$$

$$n = \frac{60Y_{ТП}}{\pi D_1} \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_H \left[1 - \frac{1}{\pi_{ТП}^{\frac{k-1}{k}}} \right]}. \quad (18)$$

В последнем выражении температура T_0^* заменена на температуру окружающего воздуха T_H вследствие небольшой разницы в значениях этих параметров при проведении экспериментов в условиях СГАУ.

Далее на рассматриваемом этапе возможна установка шага изменения режимных параметров $\pi_{ТП}$ и $\Upsilon_{ТП}$, если при проведении эксперимента планируется автоматическая установка исследуемых режимов. При исследовании переходных режимов задаётся частота опроса измерительных каналов.

Затем осуществляется выбор определяемых характеристик. На стенде возможно получение моментной, расходной, мощностной и КПД-характеристик турбин и МТП. Причем их визуализация возможна в нормальном, универсальном и приведенном виде. На переходном режиме изменение параметров $M_{кр}$, $N_{ТП}$, G_B , η_T и $\eta_{ТП}$ представляется в зависимости от времени.

На следующем этапе производится ввод значений таких постоянных параметров, как средний диаметр на входе в рабочее колесо D_1 , длина рычага балансирующего моментомера l , коэффициент изоэнтропы k и удельная газовая постоянная R .

На этапе проведения эксперимента МТП и турбина исследуются либо на стационарных, либо переходных режимах.

В случае определения характеристик на стационарных режимах осуществляется перебор всех заданных вариантов параметров $\pi_{ТП}$ и $\Upsilon_{ТП}$ или $r_{0 изб}^*$ и n . При каждой фиксированной паре значений этих параметров производится наработка МТП до окончания переходных

процессов, после чего осуществляется запись информации по всем каналам измерений.

В случае определения характеристик на переходных режимах осуществляется установка исходных уровней режимных параметров $p_{0\text{ изб}}^*$ и n и наработка МТП до окончания переходных процессов. После этого производится скачкообразное воздействие либо по каналу управления давлением на входе в МТП, либо по каналу управления тормозным моментом, либо по двум этим каналам сразу и с заданной частотой записывается информация по всем каналам измерения до тех пор, пока режим работы МТП не стабилизируется.

На этапе обработки результатов измерений производится автоматический расчёт параметров МТП и их погрешностей. По результатам расчёта определяются регрессионные модели характеристик, осуществляется их визуализация на экране дисплея и в твердых копиях. В дальнейшем проводится оценка регрессионных моделей характеристик на адекватность и статистическую значимость.

Для осуществления работы по данному алгоритму стенд был снабжен систе-

мой автоматизации. Схема автоматизированного стенда представлена на рис. 3. На основании 1 расположены две стойки 2 с призмами 7 и корпус 15 турбины. На призмы 7 с помощью ножевых опор 8 установлен качающийся корпус тормозного барабана 3. На нем закреплен рычаг 10, который опирается на площадку тензометрического датчика силы 11. В корпусе на шарикоподшипниках размещается турбинный вал 6. На правом конце вала (см. рис. 3) располагается рабочее колесо 17, а сопловой аппарат 16 жестко установлен в неподвижном корпусе 15. На левом конце вала смонтирован тормозной диск 5 с вентиляторными лопатками 4. Периферийная часть диска размещена в зазоре разрезных сердечников четырёх электромагнитов 18, установленных на тормозном барабане 3. В диске выполнены два симметричных отверстия для регистрации частоты вращения вала турбины фотоэлектрическим датчиком 9.

Работает стенд следующим образом. Сжатый воздух подается из сети в экспериментальную установку через фильтр 12. Заданное избыточное давление поддерживается автоматическим краном-регулятором 13. Далее рабочее тело через расходомер 14 подается в МТП, где совершает работу по вращению рабочего колеса.

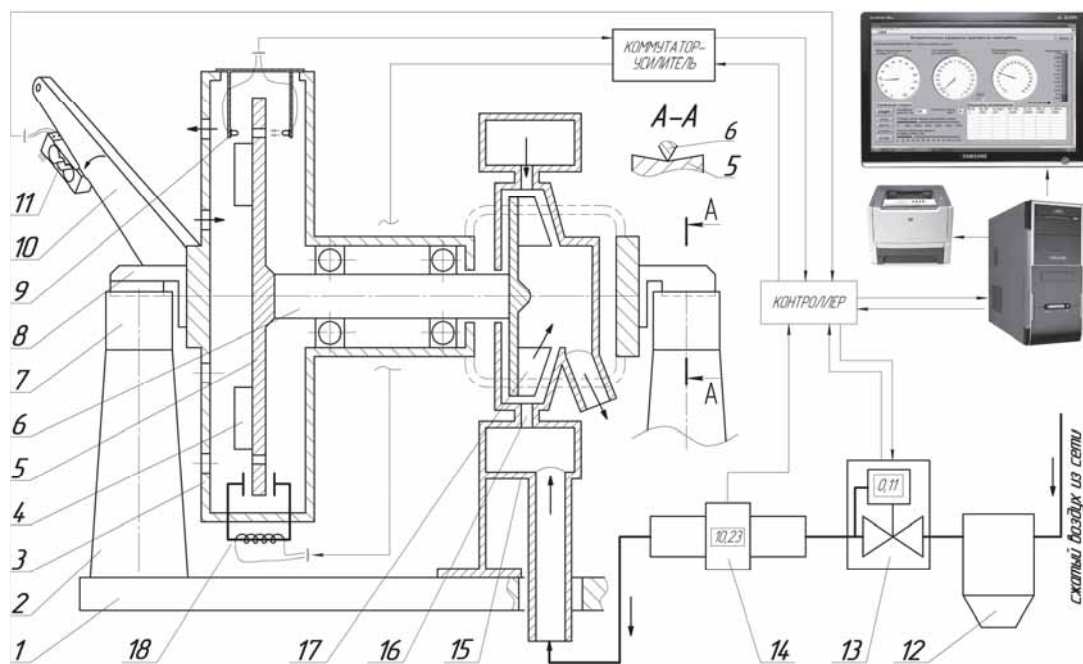


Рис. 3. Автоматизированный стенд для получения экспериментальных характеристик ЦСМТП

Регулирование частоты вращения вала тока в цепи электромагнитов. Последнее выполняется изменением момента торможения [1] с помощью регулирования силы

программе испытаний МТП. Отработавший воздух выбрасывается в атмосферу.

Для замера параметров, приведенных на схеме измерений (см. рис. 1), были первоначально использованы следующие датчики. Для $p_{0 \text{ изб}}$ - система индикации выходного давления электропневматического преобразователя ITV3050-01F4N-Q (производство SMC Corporation, Япония). Для измерения p_H применялся электронный цифровой датчик давления АИР-10 (производство НПП «Элемер», РФ). Температура воздуха на входе в турбину T_0^* была принята равной температуре воздуха в лаборатории T_H и определялась с помощью лабораторного термометра. Массовый расход воздуха G_B определялся, исходя из объемного Q_B , который измерялся датчиком объемного расхода воздуха с цифровой индикацией SMC F2A703H-F10-69:

$$G_B = Q_B \frac{p_0^*}{RT_0^*} = Q_B \frac{p_{0 \text{ изб}}^* + p_H}{R(t_0^* + 273)} \quad (19)$$

Сила F , которую развивает ЦСМТП на коромысле тормозного барабана, регистрировалась тензометрическим датчиком силы L6J1-C3D-0.3kg-0.45В (производство Zhonghang Electronic Measuring Instruments Co.Ltd (ZEMIC), КНР). Давление в выходном патрубке $p_{2 \text{ изб}}$ измерялось датчиками давлени-

ния или вакуума PSE-533-M5-L (производство SMC Corporation, Япония). Частота вращения вала МТП определялась с помощью фотоэлектрического датчика, регистрирующего обороты вала N за время t .

Сигналы со всех датчиков обрабатываются автоматизированной системой стенда и отображаются на дисплее в виде измеряемых величин (рис. 4), а также используются для распечатки протокола испытаний и автоматического расчёта характеристик.

Система автоматизации представляет собой совокупность датчиков, исполнительных устройств и системы сбора и обработки информации в виде компьютерной системы (рис. 5).

Компьютерная система состоит из компьютера типа IBM, к которому по сети (LAN) подключен контроллер, представляющий собой набор цифроаналоговых, аналого-цифровых преобразователей (ЦАП-АЦП) и других специальных устройств. Контроллер является связующим звеном между датчиком и компьютером. Вся система функционирует под управлением специального программного обеспечения Lab-View, позволяющего получать и передавать информацию через контроллер.



Рис. 4. Вид дисплея экспериментальной установки:

- 1 - индикатор избыточного давления на входе в турбину $p_{0 \text{ изб}}^*$;
- 2 - индикатор силы торможения F ;
- 3 - индикатор частоты вращения вала МТП n ;
- 4 - индикатор массового расхода воздуха G_B ;
- 5 - поле задания атмосферного давления p_H ;
- 6 - поле задания температуры t_0^* ;
- 7 - таблица результатов эксперимента;
- 8 - ползунок регулировки частоты вращения вала МТП;
- 9 - ползунок избыточного давления на входе в турбину $p_{0 \text{ изб}}^*$;

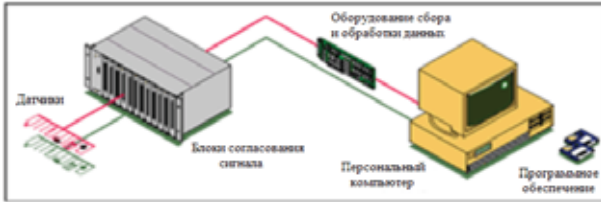


Рис. 5. Схема системы автоматизации стенда

Управляющие сигналы идут в направлении, обратном информационным. Согласно плану эксперимента (или под воздействием оператора на элементы управления программы) программный комплекс LabView формирует управляющие цифровые сигналы, которые поступают в блок контроллера. ЦАП по установленному на входе цифровому сигналу формирует на выходе аналоговый сигнал напряжения или тока соответствующей интенсивности. Этот аналоговый сигнал принимается исполнительными устройствами - входным вентилем воздушной магистрали и тормозными электромагнитами. В последнем случае используется усилитель, поскольку электротормоз требует значительно большую мощность, чем имеется на выходе ЦАП.

Результат управляющего воздействия (включение/отключение подачи воздуха, изменение расхода, тормозного усилия) фиксируется ранее описанной системой сбора и обработки информации. Так осуществляется обратная связь, необходимая для автоматического регулирования процесса эксперимента. Алгоритм автоматического регулирования, оценивая рассогласование по заданному и измеренному значениям параметра (например, частоты вращения), создаёт управляющее воздействие, которое устраняет вызвавшее его рассогласование.

Например, при снятии характеристики $\eta_{ТП} = f(y_{ТП})$ необходимо установить частоту вращения РК на требуемом уровне. Оператор выбирает требуемое значение, передвигая ползунок 8 (см. рис. 4). После этого вступает в работу система автоматизации. Она оценивает текущее значение частоты вращения и сравнивает его с заданным. Например, если частота вращения выше требуемой, то система выдаёт сигнал на повышение тока в тормозных магнитах. Повышение тормозного усилия

приводит к снижению частоты вращения. Система оценивает новое значение частоты вращения и в случае её отклонения от заданной опять регулирует тормозной момент.

Таким образом проводятся испытания в автоматизированном режиме и формируется база данных с первичными результатами эксперимента. В дальнейшем по описанной выше методике производится определение таких интегральных параметров, как $M_{КР}$, $N_{ТП}$, $L_{ТП}$, η_T и $\eta_{ТП}$ при фиксированных режимных параметрах $\pi_{ТП}$ и $Y_{ТП}$ или π_T и Y_T .

Для расчёта предельных относительных погрешностей, определяемых в процессе эксперимента параметров, была разработана методика, базирующаяся на рекомендациях [3]. С учетом случайной и систематических составляющих формулы для определения основных интегральных и режимных параметров имеют следующий вид:

$$\delta G_B = k\sqrt{\delta^2 Q_B + B^2 \delta^2 p_{0\text{ изб}}^* + C^2 \delta^2 p_H + H^2 \delta^2 t_0^*}; \quad (20)$$

$$\delta M_{КР} = k\sqrt{\delta^2 F + \delta^2 I}; \quad (21)$$

$$\delta N_{ТП} = k\sqrt{\delta^2 N + \delta^2 F + \delta^2 I + \delta^2 \tau}; \quad (22)$$

$$\delta \eta_{ТП} = k\sqrt{\delta^2 N + \delta^2 F + \delta^2 I + \delta^2 \tau + \delta^2 Q_B + (A-B)^2 \delta^2 p_{0\text{ изб}}^* + (A+C)^2 \delta^2 p_H}; \quad (23)$$

$$\delta \eta_T = k\sqrt{\delta^2 N + \delta^2 F + \delta^2 I + \delta^2 \tau + \delta^2 Q_B + \left(\frac{BD}{C} - B\right)^2 \delta^2 p_{0\text{ изб}}^* + \left(I \frac{C-D}{CD^3} + C\right)^2 \delta^2 p_H + \left(\frac{ID}{CE^3}\right)^2 \delta^2 p_{2\text{ изб}}^*}; \quad (24)$$

$$\delta \pi_{ТП} = kB\sqrt{\delta^2 p_{0\text{ изб}}^* + \delta^2 p_H}; \quad (25)$$

$$\delta \pi_T = k\sqrt{B^2 \delta^2 p_{0\text{ изб}}^* + (C-D)^2 \delta^2 p_H + E^2 \delta^2 p_{2\text{ изб}}^*}; \quad (26)$$

$$\delta Y_{ТП} = k\sqrt{\delta^2 N + \delta^2 D_1 + \delta^2 \tau + \left(\frac{H}{2}\right)^2 \delta^2 t_0^* + \left(\frac{A}{2}\right)^2 (\delta^2 p_{0\text{ изб}}^* + \delta^2 dp_H)}; \quad (27)$$

$$\delta Y_T = k\sqrt{\delta^2 N + \delta^2 D_1 + \delta^2 \tau + \left(\frac{H}{2}\right)^2 \delta^2 t_0^* + \left(\frac{BD}{2C}\right)^2 \delta^2 p_{0\text{ изб}}^* + \left(I \frac{C-D}{2CD^3}\right)^2 \delta^2 p_H + \left(\frac{ID}{2CE^3}\right)^2 \delta^2 p_{2\text{ изб}}^*}, \quad (28)$$

$$\text{где } B = \frac{p_{0\text{ изб}}^*}{p_{0\text{ изб}}^* + p_H}; \quad C = \frac{p_H}{p_{0\text{ изб}}^* + p_H}; \quad D = \frac{p_H}{p_{2\text{ изб}}^* + p_H};$$

$$E = \frac{p_{2\text{ изб}}^*}{p_{2\text{ изб}}^* + p_H}; \quad H = \frac{t_0^*}{t_0^* + 273};$$

$$A = \frac{k-1}{C} \frac{C^{k-1}}{k-1} B; \quad I = \frac{k-1}{C} \frac{\left(\frac{C}{D}\right)^{2k-1}}{\left(\frac{C}{D}\right)^{k-1} - 1}.$$

Погрешность определения того или иного параметра, определенного на автома-

тизированном стенде, складывается из погрешности датчика-преобразователя физической величины в электрическую и погрешности преобразования аналогового электрического сигнала в цифровой. Погрешность аналого-цифрового преобразования сигнала, в свою очередь, также складывается из двух погрешностей: погрешности неточности преобразования сигнала (нелинейность АЦП) и погрешности квантования сигнала.

Например, полное избыточное давление воздуха $p_{0 \text{ изб}}^*$ на входе в испытываемую турбину измеряется индикаторной частью так называемого электропневматического преобразователя ITV3050-01F4N-Q (производство SMC Corporation, Япония) с точностью $\pm 3\%$ от полного диапазона, который для ITV3050-01F4N-Q составляет 0,9 МПа. Таким образом, измеренное с абсолютной точностью ± 27 кПа значение давления $p_{0 \text{ изб}}^*$ из диапазона 0,05...0,9 МПа преобразуется в сигнал напряжения в диапазоне 1...5 В с коэффициентом преобразования

$$k = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{u_{\max} - u_{\min}} = \frac{900 - 5}{5 - 1} = 223,75 \text{ кПа/В.}$$

Далее этот сигнал преобразуется в цифровой с погрешностью нелинейности и квантования. Применяемый АЦП FR-AI-112 производит оцифровку напряжения из диапазона 0...5 В с точностью $\pm 0,05\%$ и выдаёт 16-битный сигнал. Таким образом, абсолютная погрешность измерения напряжения складывается из абсолютной погрешности нелинейности:

$$\Delta_{н/л} = \frac{\delta_{н/л}}{100\%} \cdot U_{\max}^{\text{АЦП}} = \frac{0,05}{100\%} \cdot 5 = \pm 2,5 \text{ мВ}$$

и погрешности квантования:

$$\begin{aligned} \Delta_{кв} &= \frac{\delta_{кв}}{100\%} (U_{\max}^{\text{АЦП}} - U_{\min}^{\text{АЦП}}) = \\ &= \frac{0,0008\%}{100\%} (5 - 0) = \pm 0,04 \text{ мВ,} \end{aligned}$$

где $\delta_{кв}$ - относительная погрешность квантования, $\delta_{кв} = \frac{100\%}{2 \cdot 2^n} = \frac{100\%}{2 \cdot 2^{16}} = 0,0008\%$.

Следовательно, абсолютная погрешность измерения напряжения составляет $\pm 2,54$ мВ.

Поскольку преобразователь линейный, то физическая величина и соответствующее ей напряжение связаны линейным соотношением:

$$p = k(u - u_{\min}) + p_{\min},$$

где k - коэффициент преобразования.

Напряжению же, измеренному с некоторой погрешностью, соответствует значение давления со своей погрешностью:

$$\begin{aligned} p(u \pm \Delta u) &= k(u \pm \Delta u - u_{\min}) + p_{\min} = \\ &= p(u) \pm k\Delta u = p(u) \pm \Delta p \end{aligned}$$

или

$$\Delta p = k\Delta u.$$

Таким образом, погрешность измерения напряжения $\Delta u = \pm 2,54$ мВ соответствует погрешности измерения давления $\Delta p = k \cdot \Delta u = \pm 223,75 \cdot \pm 0,00254 = \pm 0,57$ кПа. Поэтому, чтобы получить полную абсолютную погрешность определения полного избыточного давления, нужно к абсолютной погрешности измерения сигнала датчиком прибавить абсолютную погрешность его оцифровки:

$$\Delta p_{0 \text{ изб}}^* = \pm 27 \text{ кПа} + \pm 0,57 \text{ кПа} = \pm 27,57 \text{ кПа.}$$

Аналогично определяются абсолютные погрешности измерения всех остальных величин. При этом надо отметить, что погрешность преобразования аналогового сигнала в цифровой существенно меньше (на один-два порядка) погрешности датчика-преобразователя физического параметра в электрический параметр.

Разработанная методика расчёта погрешностей была использована для оценки точности измерений параметров МТП на модернизированном стенде. При этом оказалось, что при $\pi_{\text{ТП}} = 5$ и $n = 50000 \text{ мин}^{-1}$ погрешности определения $\eta_{\text{ТП}}$, $\pi_{\text{ТП}}$ и $Y_{\text{ТП}}$ составили соответственно 61%, 18% и 13%, что, естественно, не соответствует требованиям к точности эксперимента.

Поэтому был проведен анализ источников повышенной погрешности. Ими оказались приборы измерения полного давления и объёмного расхода воздуха. Погрешности измерений $p_{0 \text{ изб}}^*$ и Q_V превышали остальные в 5-10 раз. В связи с этим было решено заменить приборы измерения соответствующих величин на более точные: для Q_V применить расходомер с большей точностью и меньшим диапазоном измерений PF2A551 (SMC Corporation), а для $p_{0 \text{ изб}}^*$ - более точный датчик

PSE540A (SMC Corporation). Поскольку при этом клапан, устанавливающий давление $p_{0 \text{ изб}}^*$, и датчик, контролирующий давление, разделены, было решено перенести точку измерения $p_{0 \text{ изб}}^*$ от клапана непосредственно ко входу в МТП, несколько изменив схему измерений (рис. 6). Это позволило избежать систематической погрешности, связанной с понижением полного давления воздуха при прохождении им расходомера, которое согласно паспорту расходомера может достигать 30 кПа при расходе 350 л/мин.

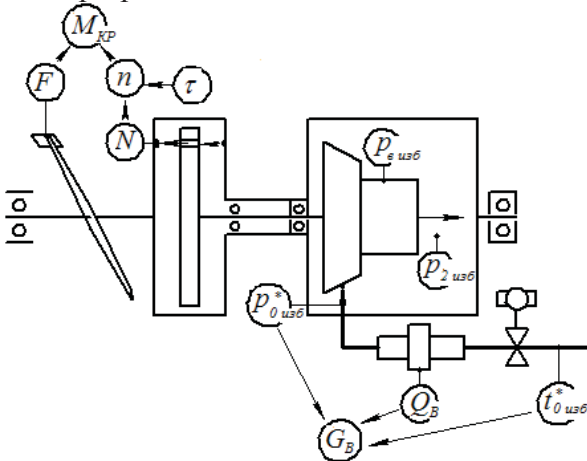


Рис. 6. Схема измерений автоматизированного стенда

С использованием новой схемы измерений максимальная погрешность определения КПД при доверительной вероятности $P = 0,99$ не превышает 3,1% на режимах от $\pi_{\text{ТП}}=3$ до $\pi_{\text{ТП}}=6$ и не более 4,2% на режиме $\pi_{\text{ТП}}=2$. При этом погрешность определения $\eta_{\text{ТП}}$ не превышает 1,4%, а $\pi_{\text{ТП}}$ - 1,7% на всех режимах работы. Если стенд с данной системой измерений использовать для инженерных исследований, то на всех режимах работы с доверительной вероятностью 0,95 погрешности не будут превышать: по $\eta_{\text{ТП}}$ - 3,3%, по $Y_{\text{ТП}}$ - 1,1%, по $\pi_{\text{ТП}}$ - 1,4%.

Для построения регрессионных моделей характеристик МТП таких, например, как $M_{\text{кр}}=f(Y_{\text{ТП}})$, $N_{\text{ТП}}=f(Y_{\text{ТП}})$, $\eta_{\text{ТП}}=f(Y_{\text{ТП}})$ при $\pi_{\text{ТП}}=\text{var}$; $G_{\text{б}}=f(\pi_{\text{ТП}})$ при $Y_{\text{ТП}}=\text{var}$ и оценки этих характеристик на адекватность и статистическую значимость разработана методика с использованием рекомендаций монографии [4].

Известно, в частности, что регрессионная модель зависимости $M_{\text{кр}}=f(Y_{\text{ТП}})$

представляет собой прямую линию, а характеристика $\eta_{\text{ТП}}=f(Y_{\text{ТП}})$ - ветвь параболы. С учетом этой информации моментная характеристика в общем случае описывается выражением $M_{\text{кр}}=a+bY_{\text{ТП}}$, а КПД-характеристики - $\eta_{\text{ТП}}=a+bY_{\text{ТП}}+cY_{\text{ТП}}^2$. Коэффициенты регрессионных зависимостей определяются с помощью метода наименьших квадратов по экспериментальным точкам.

Далее производится проверка регрессионных моделей, полученных таким образом, на адекватность экспериментальным данным и статистическую значимость следующим образом.

По формуле

$$MS_{L \text{ расч}} = \frac{\sum_{i=1}^m (\eta_{\text{ТП} p} (Y_{\text{ТП}})_i - \eta_{\text{ТП} p i})^2}{m-3}, \quad (29)$$

где m - число уровней (значений $Y_{\text{ТП}}$), вычисляется средний квадрат ошибок, обусловленных неадекватностью квадратичной математической модели для квадратичных моделей (например, $\eta_{\text{ТП}}=f(Y_{\text{ТП}})$, $N_{\text{ТП}}=f(Y_{\text{ТП}})$). Ему соответствует число степеней свободы ($m-3$), так как три степени свободы использованы для определения коэффициентов регрессии.

Для $M_{\text{кр}}=f(Y_{\text{ТП}})$ используется формула

$$MS_{L \text{ расч}} = \frac{\sum_{i=1}^m (\eta_{\text{ТП} p} (Y_{\text{ТП}})_i - \eta_{\text{ТП} p i})^2}{m-2} \quad (30)$$

со степенью свободы ($m-2$), так как две степени свободы использованы для определения линейной математической модели.

По формуле

$$MS_e = \frac{\sum_{i=1}^m (\eta_{\text{ТП} \varepsilon i} \cdot \frac{1}{3} \delta \eta_{\text{ТП} \varepsilon i})^2}{m} \quad (31)$$

вычисляется средний квадрат ошибок, обусловленных погрешностью эксперимента. Ему соответствует бесконечное число степеней свободы.

Затем по формуле

$$MS_{\text{расч}} = \frac{\sum_{i=1}^m (\eta_{\text{ТП} p} (Y_{\text{ТП}})_i - \eta_{\text{ТП} \varepsilon i})^2}{m} \quad (32)$$

вычисляется средний квадрат ошибок, вызванных отличием расчётной КПД-характеристики от экспериментальной. Ему соответствует m степеней свободы.

По формуле

$$MS_R = \sum_{i=1}^m (\eta_{ТП\ p} (Y_{ТП})_i - \overline{\eta_{ТП\ p}} (Y_{ТП}))^2, \quad (33)$$

где $\overline{\eta_{ТП\ p}} (Y_{ТП}) = \left(\sum_{i=1}^m \eta_{ТП\ p} (Y_{ТП})_i \right) / m$,

определяется сумма квадратов отклонения всех значений КПД, рассчитанных по регрессионной модели, от их среднего значения. Ей соответствует одна степень свободы.

Далее вычисляются критерии, характеризующие адекватность и статистическую значимость полученных характеристик. Адекватность регрессионной модели экспериментальным данным характеризуется отношением среднего квадрата ошибок $MS_{расч}$, умноженного на число уровней (значений $Y_{ТП}$), к сумме средних квадратов ошибок регрессионной модели и эксперимента, также умноженных на соответствующее им число уровней. Для квадратичных зависимостей

$$F = \frac{MS_{расч} m}{MS_e m + MS_{L\ расч} (m-3)}, \quad (34)$$

для линейной характеристики

$$F = \frac{MS_{расч} m}{MS_e m + MS_{L\ расч} (m-2)}. \quad (35)$$

Если расчетное значение F-критерия окажется меньше табличного для соответствующего отношения числа степеней свободы m/∞ , то ошибки, обусловленные разницей экспериментальных значений КПД и значений КПД, полученных по регрессионной модели, не превышают суммы ошибок регрессионной модели и эксперимента. В этом случае регрессионная модель признаётся адекватной. В противном случае может быть проведен анализ части регрессионной зависимости, с меньшим числом уровней. Результатом такого анализа является утверждение об адекватности регрессионной зависимости в некотором диапазоне аргумента.

Далее адекватная регрессионная модель может быть проверена на статистическую значимость с помощью критерия, равного отношению суммы квадратов MS_R к сумме средних квадратов всех ошибок,

умноженных на соответствующее число уровней. Для квадратичных зависимостей

$$F = \frac{MS_R}{MS_{L\ расч} (m-3) + MS_e m + MS_{расч} m}, \quad (36)$$

для линейной характеристики:

$$F = \frac{MS_R}{MS_{L\ расч} (m-2) + MS_e m + MS_{расч} m}. \quad (37)$$

Если расчетное значение F-критерия окажется больше табличного значения для отношения числа степеней свободы $1/\infty$, то величина изменения функции в рассматриваемом диапазоне значительно превосходит сумму всех погрешностей. В этом случае регрессионная модель является статистически значимой.

Таким образом, при модернизации стенда для исследования МТП был разработан алгоритм подготовки и проведения экспериментов в автоматизированном режиме; осуществлена автоматизация процессов сбора и обработки информации, визуализации результатов испытаний, управления экспериментом; разработана методика расчёта погрешностей, определяемых при испытаниях параметров, и построения регрессионных моделей характеристик МТП с их оценкой на адекватность и статистическую значимость. В области рабочих режимов модернизированного стенда предельные относительные погрешности не превышают по КПД - 3,3%, по $Y_{ТП}$ - 1,1% и по $\pi_{ТП}$ - 1,4% при доверительной вероятности 95%.

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

Библиографический список

1. Тихонов, Н.Т. Опыт создания и основные принципы проектирования установок для экспериментального исследования микротурбин [Текст] / Н.Т. Тихонов // Испытания авиационных двигателей. – Уфа: УАИ, 1987. - №15 – С. 13-21.
2. Матвеев, В.Н. Методика выбора типа тормозной установки для испытания микротурбин [Текст] / В.Н. Матвеев, Д.В. Сивиркин, Н.Т. Тихонов // Актуальные проблемы производства. Технология, орга-

низация, управление. – Самара: СГАУ, 1995. – С. 27-33.

3. Рекомендация МИ 2083-90 «Государственная система обеспечения единства измерений. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей» / Комитет

стандартизации и метрологии СССР. – М.: 1991.

4. Дрейпер, Н. Прикладной регрессионный анализ [Текст]: в 2 кн. / Н. Дрейпер, Г. Смит; пер. с англ. – М.: Финансы и статистика, 1986. – 336 с.

MODERNIZATION OF TEST-BENCH FOR SMALL TURBINE-DRIVES INVESTIGATION

© 2011 V. N. Matveev, L. S. Shabliy

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

Construction and operating principle of test-bench for automate investigation of small turbine drives are described in paper. Methodologies of test operation, analysis of automate measurements and error estimate is given.

Test-bench, small turbine-drive, experiment automation, analysis of tests, error estimate.

Информация об авторах

Матвеев Валерий Николаевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-45-94, E-mail: tdla@ssau.ru. Область научных интересов: лопаточные машины, турбоприводы, численные методы расчёта.

Шаблий Леонид Сергеевич, инженер кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-45-94. E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Область научных интересов: лопаточные машины, турбоприводы, их выходные устройства, численные методы расчёта, гидрогазодинамика, программирование.

Matveev Valeriy Nikolaevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, head of department of aircraft engines theory, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolev (National Research University). Phone: (846) 267-45-94. E-mail: tdla@ssau.ru. Area of research: blade machines, turbo-drives, numerical calculations.

Shabliy Leonid Sergeevich, Engineer of aircraft engines theory department, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolev (National Research University). Phone: (846) 267-45-94. E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Area of research: blade machines, turbo-drives, turbo-machines nozzles, hydro-gas-dynamic, numerical calculations, programming.

УДК 620.178.4/6

ПРИМЕНЕНИЕ БЕСКОНТАКТНОГО ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА «ARAMIS» В ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ЗАДАЧАХ

© 2011 Д. С. Лёжин, Ф. В. Паровой, А. В. Собоуль

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

Представлены результаты тестирования и опыт использования фотограмметрического принципа измерения деформаций, реализованного в бесконтактном измерительном комплексе «ARAMIS» для решения различных измерительных и исследовательских задач.

Измерение деформаций, бесконтактный метод, измерительный комплекс «ARAMIS».

В настоящее время существует множество методов определения деформаций. Основными из них являются: тензометрия, интерферометрический метод, рентгеноструктурный анализ, оптический метод. В основе работы данной системы лежит фотограмметрический принцип измерения деформаций. Он основан на анализе изменения изображения исследуемого объекта в процессе испытания.

Основные элементы и возможности системы «ARAMIS»

Система состоит из следующих компонентов:

- штатив с двумя камерами (только для 3D установки);
- система подсветки на штативе;
- триггер для электропитания камер и временного управления записью изображения;
- высокоэффективный PC;
- прикладное программное обеспечение ARAMIS v6 и GOM Linux 7 или выше;
- набор калибровочных элементов.

Особенностью 3D системы является то, что камеры располагаются на штативе под определенным углом относительно друг друга. Проводится одновременная съемка исследуемого объекта с разных углов зрения, последующая обработка изображения позволяет идентифицировать форму объекта как семейство точек. На рис. 1 представлены снимаемые поверхности.

Система дает возможность проводить следующие типы экспериментов:

- испытание материалов;
- оценка прочности;

- определение размеров компонентов;
- изучение нелинейных свойств;
- характеристики явления ползучести и процесса старения;
- проверка конечно-элементных моделей;
- определение характеристик материалов;
- анализ поведения однородных и неоднородных материалов при деформировании.



Рис. 1. Пространственные поверхности, снятые в системе «ARAMIS»

Методика проведения эксперимента представлена на рис. 2.

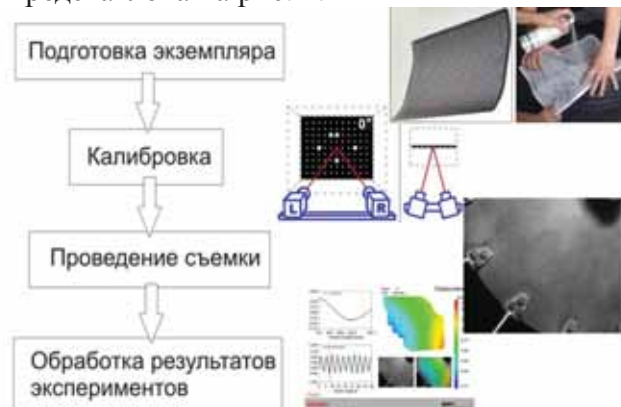


Рис. 2. Методика проведения эксперимента

Система «ARAMIS», приобретенная СГАУ, относится к классу систем HS (HighSpeed - высокоскоростная). Это позволяет проводить съемку с частотой 500 кадров/с при полной разрешающей способности (1280×1024 пикс.), кроме того, есть возможность увеличения скорости съемки за счет использования половинной, четвертной и т.д. матриц.

Программное обеспечение позволяет интегрировать отснятые поверхности в другие программы.

Следует отметить функциональные возможности представления результатов системы «ARAMIS». Программное обеспечение имеет мощный генератор отчетов, что позволяет смотреть перемещения тела по любой из осей, эквивалентные перемещения, кроме того, можно наблюдать перемещения любой выбранной точки или перемещения по сечению или сечениям.

Для исследования возможностей установки и верификации полученных результатов были проведены тестовые эксперименты по следующим направлениям:

- определение перемещений;
- временные характеристики;
- определение деформаций.

ПЕРЕМЕЩЕНИЯ

Исследование перемещений точек объекта позволяет интегрально оценить характеристики системы «ARAMIS». Это связано с тем, что при исследовании перемещений на качество результата влияют все элементы системы «ARAMIS – объект»:

Оптика. Под оптикой будем понимать собственно качество используемых объективов и, как следствие – качество получаемых в процессе эксперимента изображений.

Подготовка поверхности объекта. Под подготовкой поверхности понимается нанесение на нее контрастной структуры. К подготовке поверхности нужно относиться с особой тщательностью, так как от нее напрямую будет зависеть распознаваемость поверхности.

Форма поверхности. Как было сказано ранее, система 3D дает возможность получения пространственного изображения исследуемого объекта, качество распознавания

формы объекта оказывает влияние на последующее вычисление перемещений.

Калибровка системы. Под калибровкой понимается настройка системы на определенный измеряемый объем (рис. 3), при этом следует иметь в виду, что размеры исследуемого объема прямо определяют дискретность измеряемых перемещений.

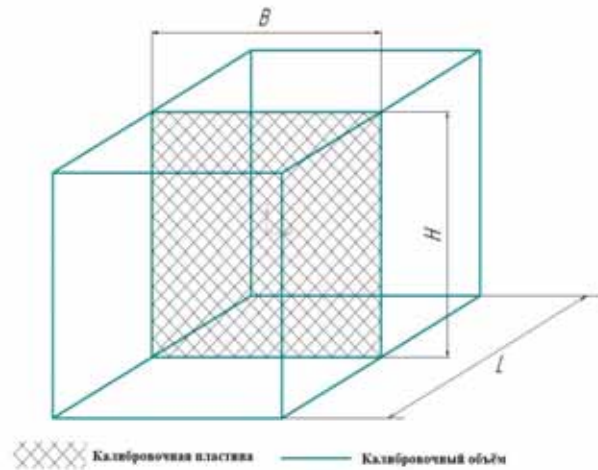


Рис. 3. Калибровочный объём:
 B – ширина пластины, H – высота пластины,
 L – глубина резкости

Каждому исследуемому объекту необходимо четко выбирать калибровочную пластину, соответствующую минимальной величине измерений.

Алгоритмы обработки. Величина перемещений является рассчитываемым параметром.

В ходе тестирования были сравнены перемещения, полученные системой «ARAMIS», с результатами, получаемыми на разрывной машине, которая внесена в Государственный реестр средств измерения.

Были проведены эксперименты, в которых было установлено, что система способна уловить перемещения с дискретностью 1 мкм. При этом большое влияние оказывают внешние условия эксперимента, что дает посторонний шум. Это особенно заметно при малых величинах измеряемых перемещений (рис. 4).

При перемещениях свыше 20-30 мкм и выше величина влияния шума снижается, поэтому на графиках он становится не заметен (рис. 5).

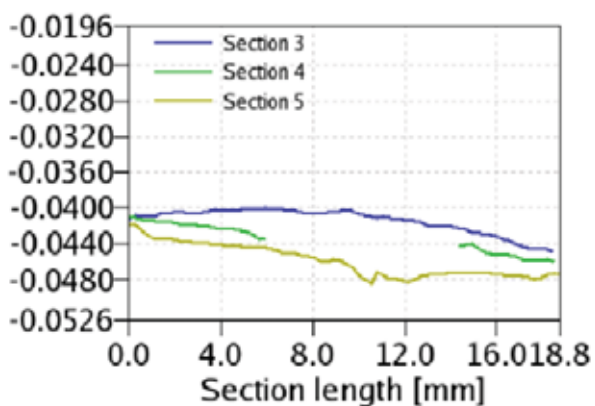
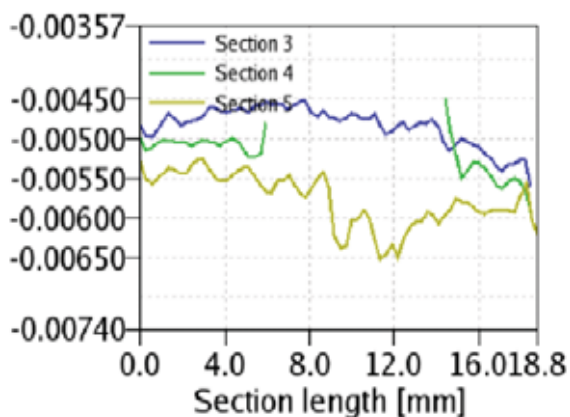


Рис. 4. Перемещения по сечениям

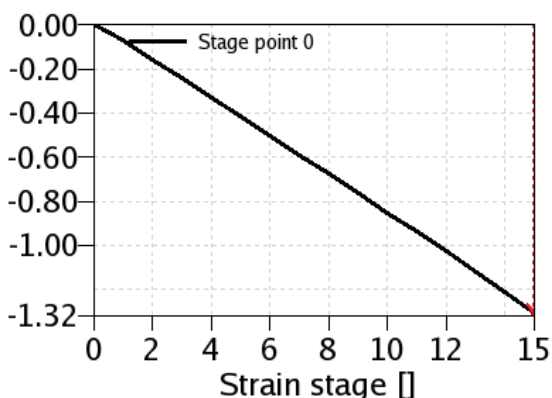


Рис. 5. Перемещение точки

Был проведен ряд экспериментов на исследование перемещений. В наиболее простом случае исследовалось перемещение объекта, жестко закрепленного в подвижной траверсе разрывной машины. Результаты обработки в системе «ARAMIS» сравнивались со значениями перемещений, задаваемых на разрывной машине.

Величина эквивалентных перемещений в ARAMIS сравнима с перемещениями на машине. Стоит отметить, что эксперимент проводился в неподготовленных условиях, разрывная машина и установка стоят на обычном полу, что вносит некоторые кор-

рективы (рис. 6). Некоторые точки на графике из-за этого выпадают.

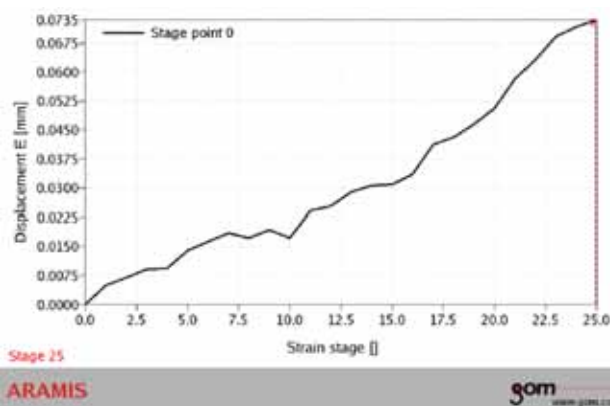


Рис. 6. Эквивалентные перемещения в ARAMIS

Подтверждением корректности полученных результатов является достоверное воспроизведение ступенчатого перемещения объекта, проведенное по заданной программе на разрывной машине. Результаты эксперимента показаны на рис. 7. Здесь приведена зависимость перемещений вдоль исследуемой оси (по шкале ординат) по записанным кадрам (шкала абсцисс). Как видно из рисунка, распределение четкое, точно такое же распределение перемещений было получено на разрывной машине.

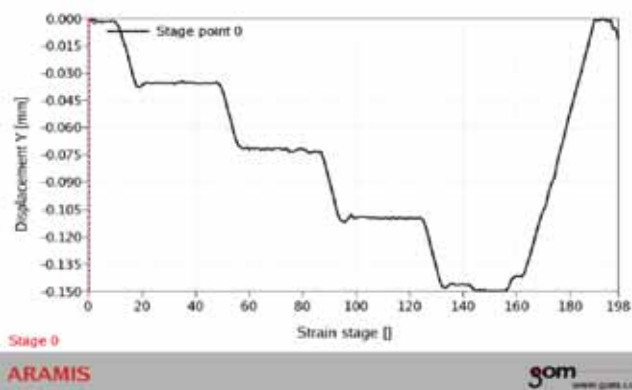
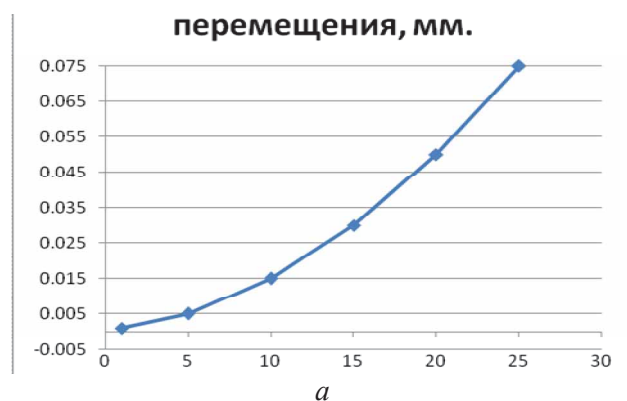
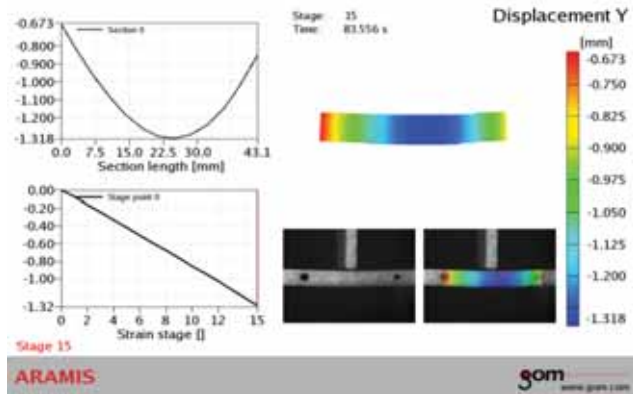


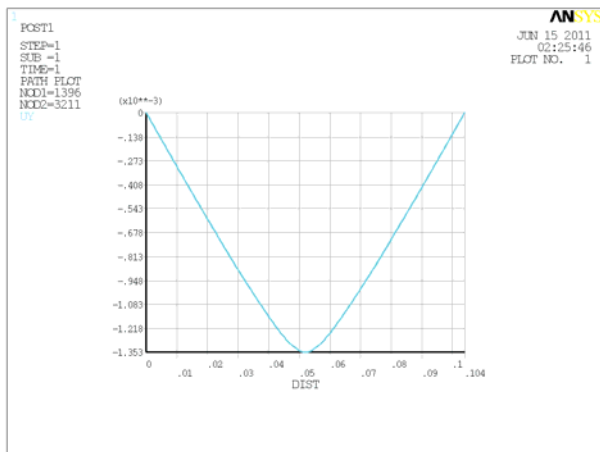
Рис. 7. Эквивалентные перемещения на разрывной машине (а) и по датчикам ARAMIS (б)

Исследование перемещений проводилось при разных видах нагружения. В одном из экспериментов исследовались перемещения при изгибе детали.

Результаты этого эксперимента представлены на рис. 8.



а



б

Рис. 8. Перемещения стержня вдоль оси Y:
а – ARAMIS, б – ANSYS

Сравнение расчетных и экспериментальных результатов данного эксперимента сведено в табл. 1.

Таблица 1. Сравнение результатов эксперимента

Величина	ARAMIS	ANSYS	Погрешность
Перемещения по Y	1,318 мм	1,353 мм	2,6%

ВРЕМЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Триггер обеспечивает гибкий старт записи кадров для измерительной системы, при этом возможно создавать достаточно сложные алгоритмы записи, управлять записью по аналоговому и цифровому каналам, синхронизировать запись с каким-либо процессом.

Четкое обеспечение временных характеристик дает таймер триггера. Наиболее простые варианты записи следующие:

- задаются количество кадров и время выдержки;
- покадровая съемка, при этом триггер позволяет запрограммировать время съёмки.

Для проверки временных характеристик записи, обеспечиваемых системой «ARAMIS», был проведен ряд динамических экспериментов. Проверка временных характеристик проводилась с использованием стробоскопа.

Основными экспериментами данного сегмента являются динамические исследования колебаний тел типа «диск» и «линейка».

Задачей динамических экспериментов является нахождение частоты и амплитуды колебаний исследуемой конструкции. Стоит отметить, что система «ARAMIS» может регистрировать процесс с частотой до 2000 кадров в секунду (но при этом будет снижаться разрешение по вертикали, а это, в свою очередь, требует увязки с характерными размерами исследуемого объекта). Кроме того, как показал опыт, при частотах съемки выше 2000 кадров в секунду время экспозиции каждого кадра становится настолько малым, что для четкого последующего распознавания структуры поверхности требуется принципиально другая система освещения. В соответствии с этим для динамических экспериментов были выбраны объекты с невысокими первыми собственными частотами. Эксперименты проводились при нормальном разрешении камер и средней освещенности.

Суть эксперимента заключалась в том, чтобы исследовать низшие собственные частоты объектов с измерением амплитудных и временных характеристик. Это давало возможность, с одной стороны, получить расчетное подтверждение результатов, с другой стороны, исследование собственных частот проводится поиском резонансных режимов, что, в свою очередь, обеспечивает благоприятные для записи амплитудные характеристики. На режиме резонанса была произведена съемка исследуемых объектов.

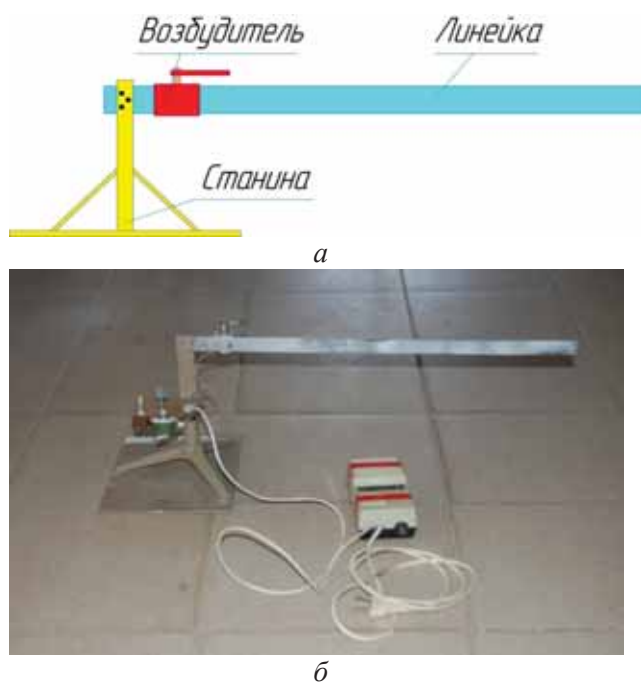


Рис. 9. Схема (а) и внешний вид (б) установки «линейка»

В результате эксперимента на установке «Линейка» (рис. 9) получили перемещения точек объекта. По этим данным построили амплитудно-частотную характеристику, по которой определили амплитуду точки и собственную частоту линейки. Полученные результаты сравнили с измерениями с помощью стробоскопа и с моделью, выполненной в ANSYS.

В результате полученная погрешность не превышает 5%, что является допустимой величиной:

$$\Delta = \frac{9,09 - 8,8}{9,09} 100\% = 3,19\%.$$

Таблица 2. Сравнение результатов эксперимента «ARAMIS», ANSYS, стробоскоп

Собственная частота	«ARAMIS»	ANSYS	Стробоскоп
I	1,53 Гц	1,44 Гц	-
II	9,09 Гц	9,08 Гц	8,8 Гц

Исследование колебаний диска

Сутью этого эксперимента, так же как и предыдущего, является определение собственной частоты и амплитуды колебаний. Рассмотрим схему установки (рис. 10).

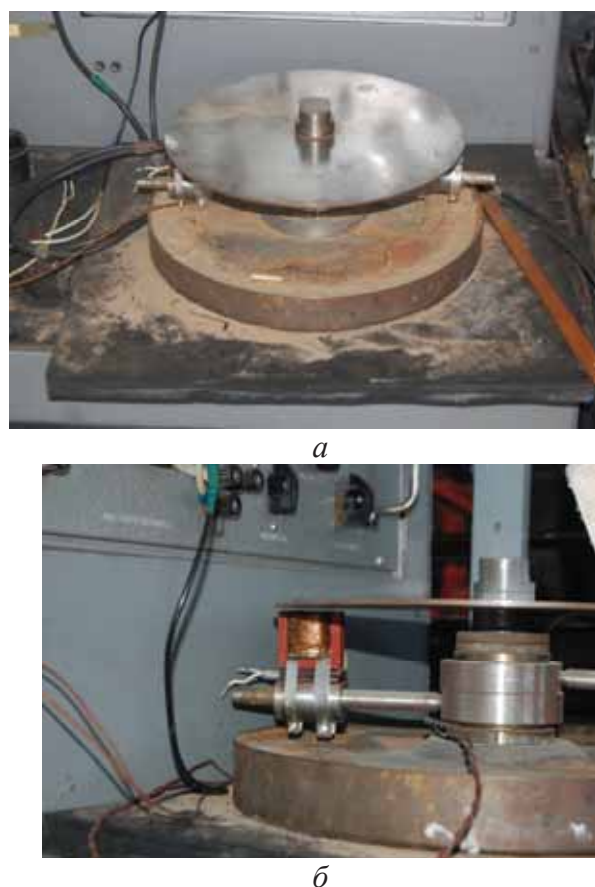


Рис. 10. Установка для исследования колебаний диска: вид на полотно диска (а), вид на электромагнит (возбудитель) (б)

В результате эксперимента получили перемещения по полотну диска (рис. 11). По этим данным построили амплитудно-частотную характеристику, по которой определили максимальную амплитуду и собственную частоту диска. Полученные результаты сравнили с измерениями, проведенными с использованием стробоскопа, и с расчетами, проведенными в ANSYS (рис. 12). Результаты сравнения приведены в табл. 3.

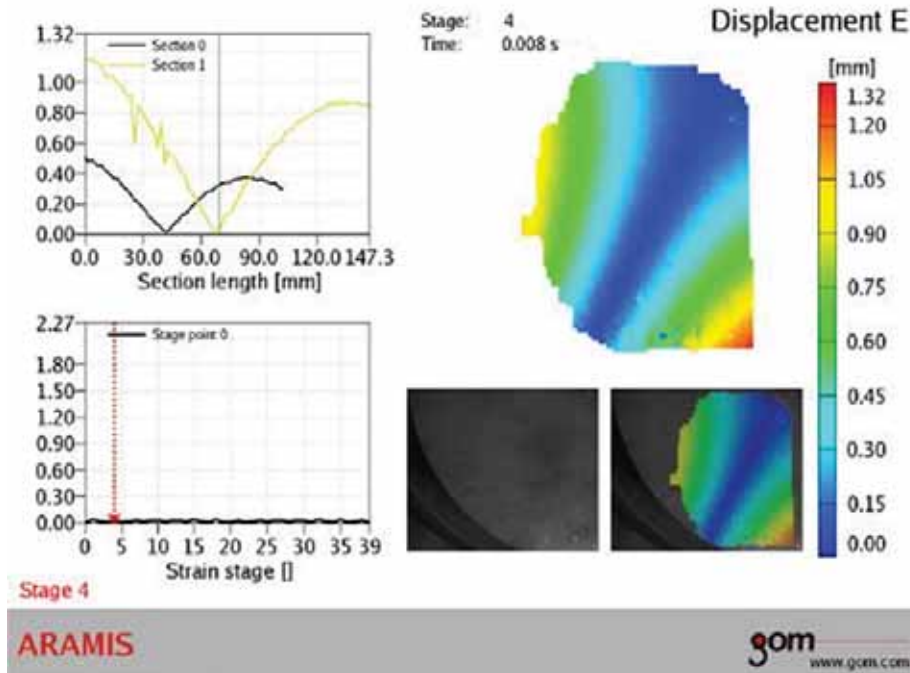


Рис. 11. Суммарные перемещения диска, зарегистрированные в результате эксперимента системой «ARAMIS»

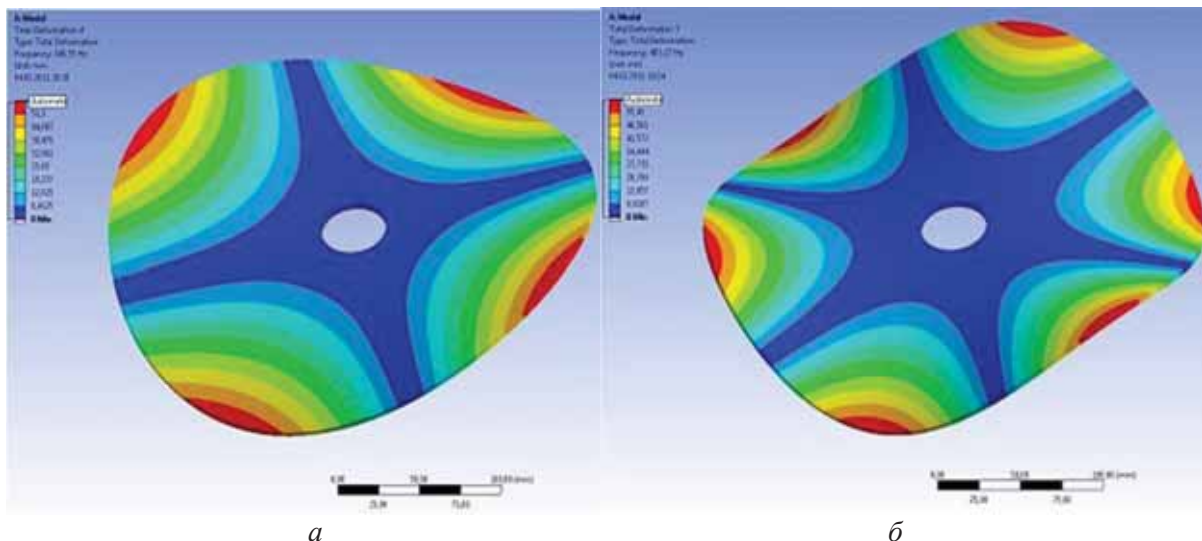


Рис. 12. $0x2$ (а) и $0x3$ (б) формы колебаний диска, полученные расчетом в ANSYS

Таблица 3. Сравнение результатов, полученных в системах «ARAMIS», ANSYS и с помощью стробоскопа

Форма колебаний	«ARAMIS»	Стробоскоп	ANSYS
$0x2$	166,6	177,6	188,15
$0x3$	400	412	403,17

ДЕФОРМАЦИИ

Деформация (от лат. *deformatio* — «искажение») — изменение взаимного положения частиц тела, связанное с их перемещением относительно друг друга. Деформация представляет собой результат измене-

ния межатомных расстояний и перегруппировки блоков атомов. Обычно деформация сопровождается изменением величин межатомных сил, мерой которого является упругое механическое напряжение.

Деформации разделяют на обратимые (упругие) и необратимые (пластические, ползучести). Упругие деформации исчезают после окончания действия приложенных сил, а необратимые — остаются. В основе упругих деформаций лежат обратимые смещения атомов металлов от положения равновесия (другими словами, атомы не выходят за пределы межатомных связей); в основе необратимых — необратимые перемещения атомов

на значительные расстояния от исходных положений равновесия (т.е. выход за рамки межатомных связей, после снятия нагрузки переориентация в новое равновесное положение).

Наиболее простые виды деформации тела в целом:

- растяжение-сжатие,
- сдвиг,
- изгиб,
- кручение.

В большинстве практических случаев наблюдаемая деформация представляет собой совмещение нескольких одновременных

простых деформаций. В конечном счёте, однако, любую деформацию можно свести к двум наиболее простым: растяжению (или сжатию) и сдвигу.

В «ARAMIS» деформации являются расчетной величиной. Поэтому при необходимости получения подобных результатов в ходе эксперимента стоит обращать внимание на корректность выбора измеряемого объема.

В табл. 4 собраны сведения по минимальной фактической величине деформаций, распознаваемой системой «ARAMIS», при различных калибровочных пластинах.

Таблица 4. Определение минимальной фактической величины деформаций

Размер фасета в пикселях	размер пикселя, мм	Количество пикселей в фасете	Объем уравнений	Относительная величина пикселя	Минимальная фактическая величина деформаций, мм
Количество пикселей	1200				
Пластина	120 мм				
60x60	0,1	60	3600	0,0166	0,0016
Пластина	33 мм				
60x60	0,0275	60	3600	0,0166	0,00045
Пластина	55 мм				
60x60	0,0458	60	3600	0,0166	0,000763

Корректность полученных результатов в ходе обработки эксперимента программными средствами «ARAMIS» определяются размером величины фасета. Размер фасета может быть задан в пределах от 1 до 100

пикселей. На рис. 13 представлены результаты одного и того же эксперимента с различной величиной разбиения на фасеты. Как видно, результаты при этом сильно различаются.

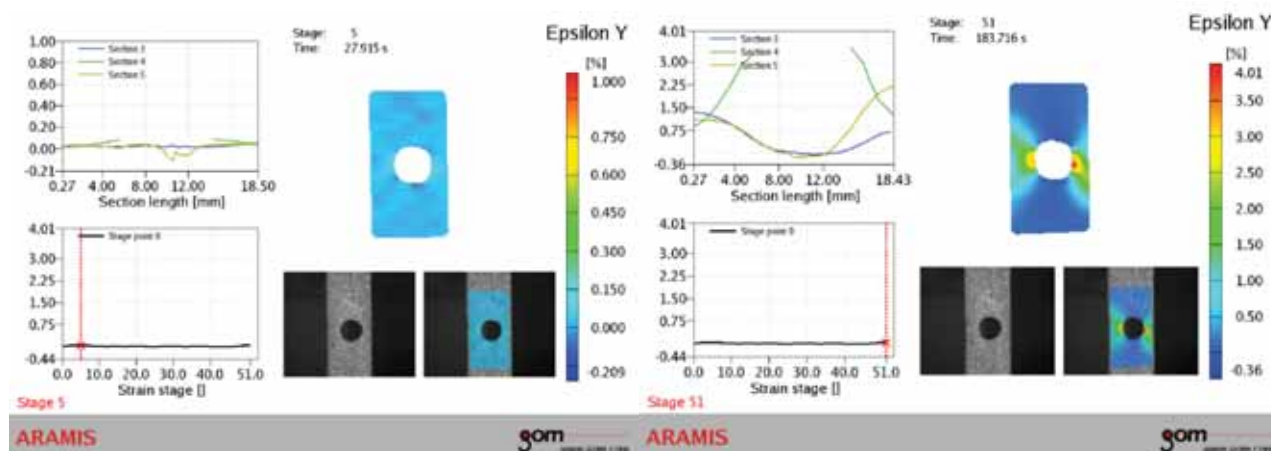


Рис. 13. Деформации пластины в «ARAMIS»

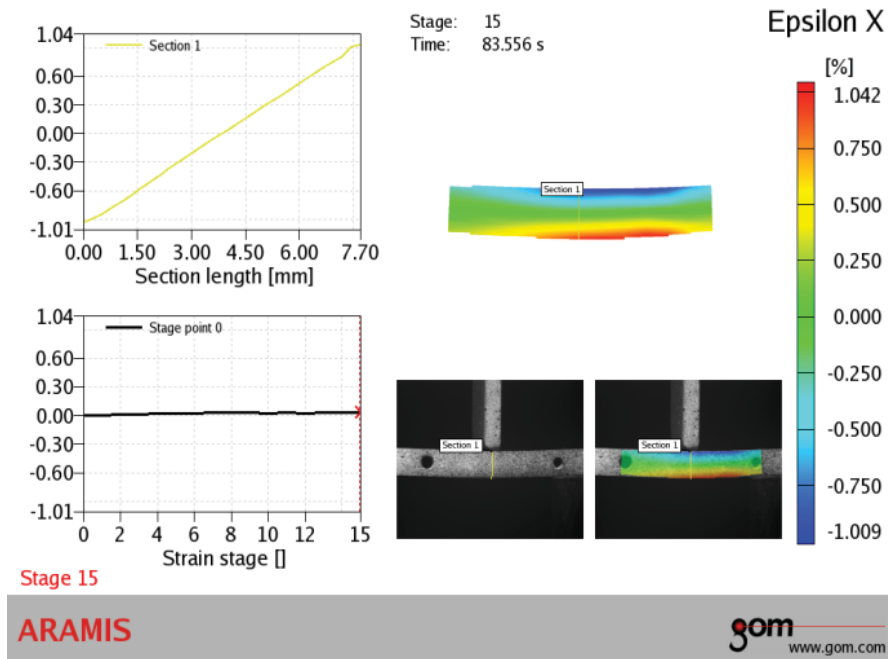
Так же как и в случае с перемещениями установка начинает определять деформации с определенного значения, это значение определяется величиной фасета, калибровочной пластиной.

В ходе тестирования системы «ARAMIS» на корректность определения деформаций были проведены два эксперимента на следующие типы деформаций:

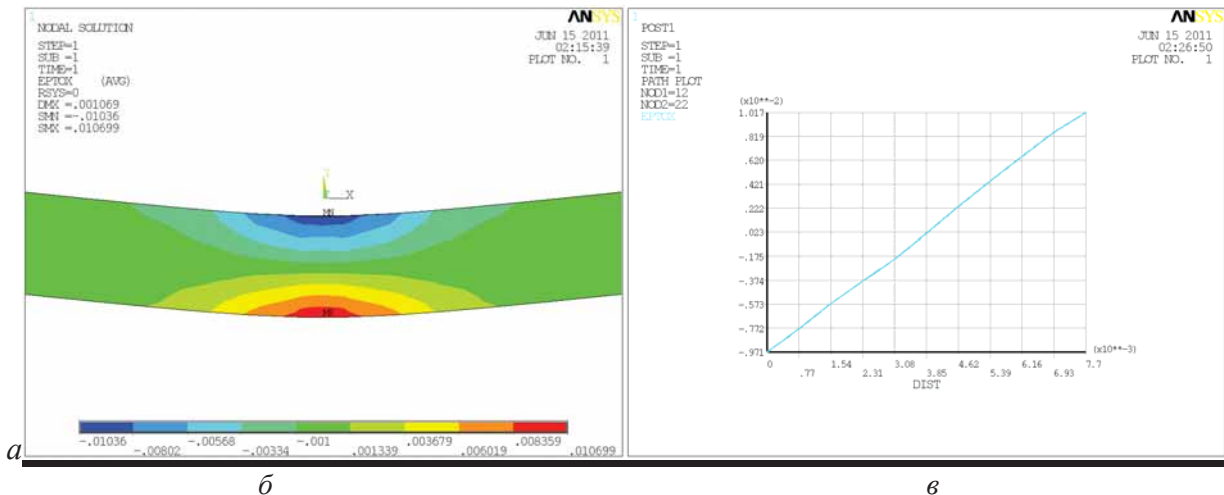
изгиб – эксперимент «брус»
сдвиг – эксперимент «датчик»

ИЗГИБ

Результаты эксперимента по исследованию изгибных деформаций бруса и расчета представлены на рис. 14. Количественное сравнение результатов представлено в табл. 5.



a



б

в

Рис. 14. Деформации стержня вдоль оси X:
а- «ARAMIS», б- ANSYS

Таблица 5. Сравнение результатов расчета и эксперимента на изгиб

Величина	«ARAMIS»	ANSYS	Погрешность
Деформация по оси X	1,042%	1,017%	2,5%

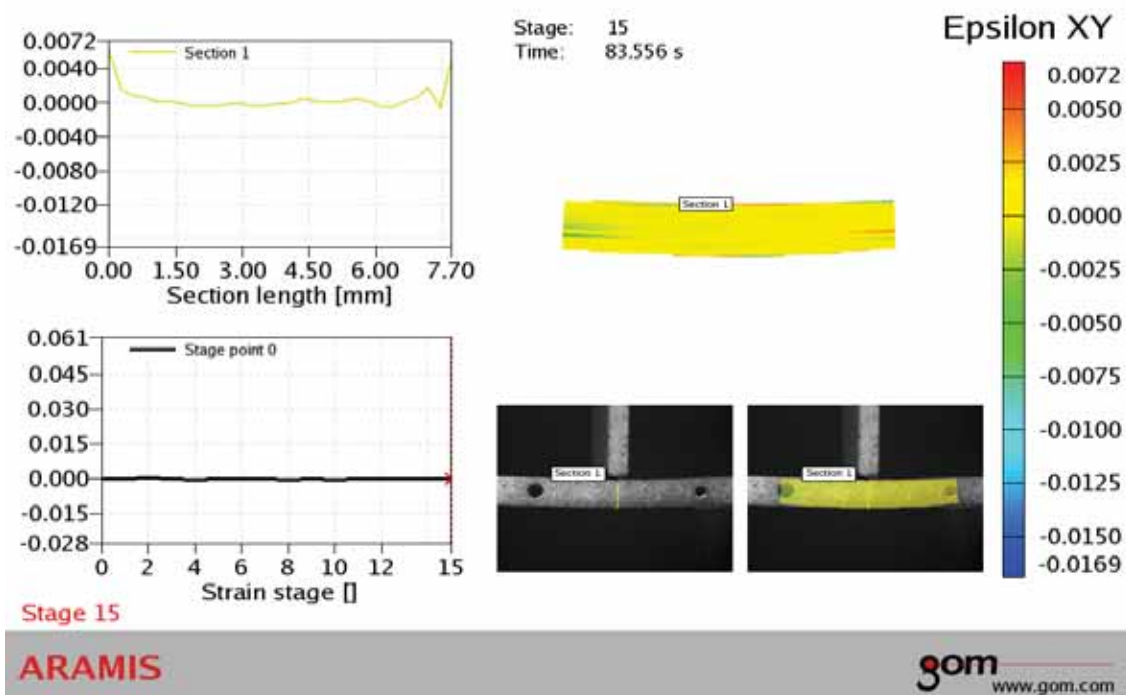


Рис. 15. Касательные деформации

Полученные результаты говорят о корректности измерений системой «ARAMIS».

Как видно из отчетов «ARAMIS», рис. 14 и 15, при изгибе верхние волокна сжимаются, внешние растягиваются, их величина практически одинаковая. На рис. 15 представлена зависимость касательных деформаций, они везде практически равны 0, это отражает физику процесса.

СДВИГ

Эксперимент на исследование деформаций при сдвиге представлен на рис. 16.

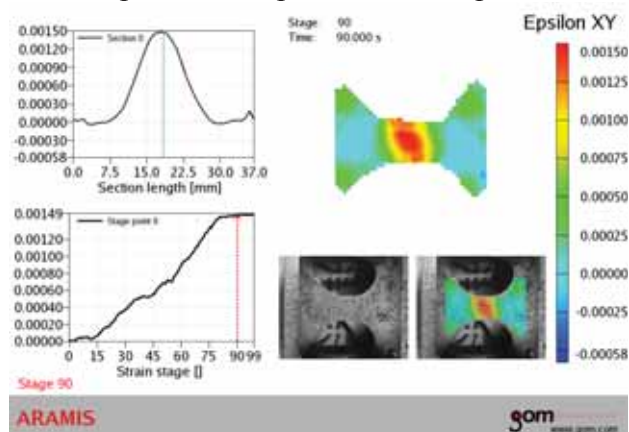


Рис. 16. Касательные деформации

Особенностью данного эксперимента является то, с какой точностью проведено измерение деформаций системой «ARAMIS». Как видно из рис. 16, величина

деформаций имеет значения порядка 10^{-4} , при этом мы видим достаточно четкую кривую распределения деформаций по сечению. Все полученные результаты были сопоставлены с расчетами, сделанными в ANSYS (рис. 17).

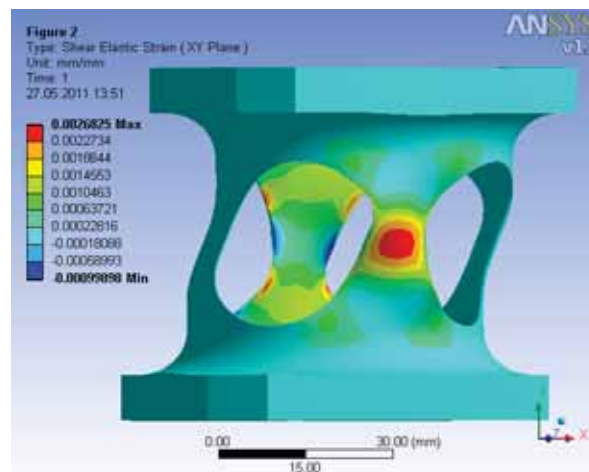


Рис. 17. Касательные деформации по ANSYS

Учитывая, что $\varepsilon_{XY} = \frac{1}{2} \gamma_{XY}$, проведено сравнение результатов (табл. 6).

Таблица 6. Сравнение результатов измерения деформаций при сдвиге

Величина	«ARAMIS» ε_{XY}	ANSYS γ_{XY}	Погрешность
Касательные деформации	0,0015	0,002685	10.5%

Полученная величина погрешности получилась больше допустимой, т.к. во время эксперимента была приложена такая нагрузка, при которой в датчике произошли небольшие пластические деформации, при расчете в ANSYS задача рассчитывалась в упругой зоне.

Как видно из представленных результатов, в целом система «ARAMIS» достаточно корректно решает поставленные задачи. Данная установка до конца не изучена, по-

этому предстоит еще провести ряд экспериментов на исследование материалов, на определение напряжений не только в упругой зоне, но и в зоне пластичности. Только после этого ее можно будет использовать для верификации расчетов в исследовательских задачах.

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

APPLICATION OF CONTACTLESS MEASURING COMPLEX «ARAMIS» IN EXPERIMENTAL TASKS

© 2011 D. S. Lezhin, F. V. Parovay, A. V. Sobul

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

Two high-speed cameras capture movement and deformation of an object which allows to compute surface stress and strain.

Measurements, stress, displacement, strain, experiments.

Информация об авторах

Лёжин Дмитрий Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-46-75. E-mail: ldms@mail.ru. Область научных интересов: измерения вибрации, торцовые уплотнения, динамика и прочность.

Паровой Фёдор Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 334-43-23. E-mail: parovai@mail.ru. Область научных интересов: измерения, динамика и прочность, вибро- и ударозащита, системы виброизоляции, материал МР.

Собуль Александр Владимирович, студент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: измерения вибрации и деформаций бесконтактными методами.

Lezhin Dmitriy Sergeevich, Candidate of technical Sciences, Associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-46-75. E-mail: ldms@mail.ru. Area of research: measurement, vibration engineering, contact seals.

Parovay Fedor Vasilyevich, Candidate of technical Sciences, Associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 334-43-23. E-mail: parovai@mail.ru. Area of research: measurement, vibration engineering, metallic rubber analog

Sobul Alexander Vladimirovich, Student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area of research: vibration engineering.

УДК 62.251

РАЗРАБОТКА ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ТОПЛИВНОМ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ

© 2011 С. А. Гафуров¹, М. Г. Михеев², Л. В. Родионов¹, А. Н. Крючков¹, Е. В. Шахматов¹

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

²ОАО «КУЗНЕЦОВ»

В работе рассмотрены вопросы, касающиеся составления расчетной численной модели на основе метода конечных объёмов. Данная модель используется для оценки осевой силы, действующей на ротор шнекоцентробежной ступени топливного комбинированного насоса. Модель верифицировалась путем сопоставления полученной расчетной напорной характеристики и экспериментальной. Рассмотрено влияние некоторых конструктивных параметров шнекоцентробежной ступени на величину осевой силы, действующей на её ротор.

Комбинированный насос, кавитация, обратные токи, нестационарность, осевая сила, метод конечных объёмов.

На данный момент в различных областях техники (авиация, ракетостроение, химическое и общее машиностроение, энергетика и др.) широкое распространение получили высокооборотные шнекоцентробежные насосы (ШЦН). Они просты по конструкции, имеют малую массу и габариты, а также обладают высокой экономичностью. Однако качающие узлы основных топливных насосов являются, с одной стороны, основными источниками колебаний давления и вибраций в системах и, с другой стороны, сами испытывают динамические перегрузки. Надежность систем топливопитания энергетических установок определяется работоспособностью насосных агрегатов.

Важной особенностью динамических процессов, протекающих в топливных системах, является, как правило, наличие кавитационных процессов. Следствиями возникновения кавитации в насосе могут быть: вибрация, шум, эрозионное повреждение элементов конструкции, вблизи которых происходит кавитация, изменение энергетических характеристик насоса, а при сильно развитой кавитации – полный срыв режима насоса, т.е. резкое снижение напора, мощности и к.п.д.

Для предотвращения нежелательных последствий кавитации приходится, как правило, вносить конструктивные доработки конструкции насосных агрегатов либо повышать давление $p_{вх}$ жидкости непосред-

ственно перед насосом, либо снижать частоту вращения вала насоса. Всё это ухудшает технические и экономические характеристики установок, в которых применяются высокооборотные насосы.

Таким образом, кавитация продолжает играть главную роль при проектировании насосов, поэтому основное внимание исследователей обращено на ее моделирование с помощью CFD подхода (Computational Fluid Dynamics).

Топливные шнекоцентробежные агрегаты, как правило, соединены с множеством трубопроводных магистралей: напорной, перепускной, сливной и всасывания. На рис. 1 представлена принципиальная схема топливного стенда СГАУ для экспериментального исследования рабочих процессов ШЦН. 3D модель ШЦН, входящего в состав данного топливного стенда, представлена на рис. 2. Одной из проблем обеспечения работоспособности рассматриваемого насосного агрегата является необходимость обеспечения широких потребных расходов топлива.

Недостатки конструкции, а также нерасчетные условия работы насоса приводят к поломке указанного ШЦН из-за разрушения подшипникового узла, расположенного за агрегатом. Для выявления причин его разрушения необходимо тщательное теоретическое и экспериментальное исследование механизмов динамического взаимодействия его элементов в составе топливной системы

с учетом протекающих в нем кавитационных процессов.

Современные CFD пакеты достаточно полно описывают течение жидкости в насосах. Большие достижения в численном моделировании получены вследствие того, что

оно дешевле и проще, чем проведение натурного эксперимента.

В данной работе для моделирования рабочего процесса в проточной части топливного ШЦН (рис. 1) использовался САЕ пакет ANSYS CFX.

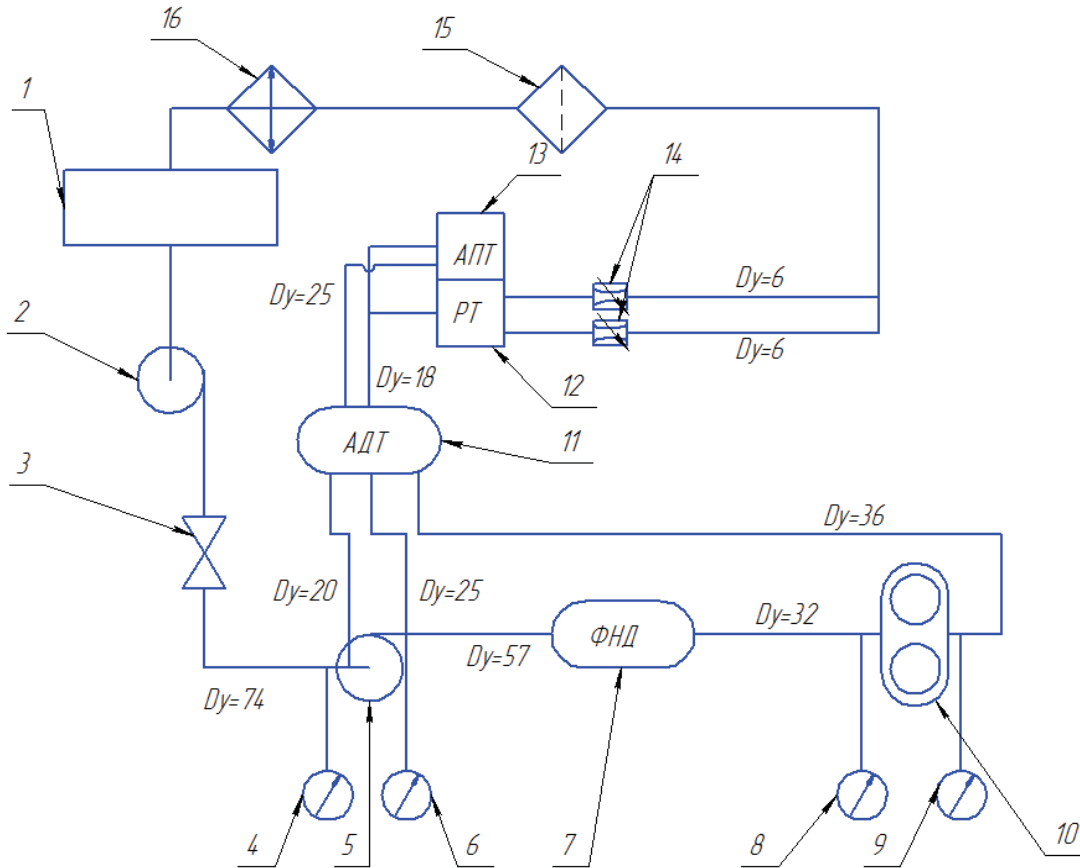


Рис.1. Принципиальная схема топливного стенда:

1 – топливный бак; 2 – электроцентробежный насос; 3 – вентиль; 4, 6, 8, 9 – манометры; 5 – шнекоцентробежный насос; 7 – фильтр низкого давления; 10 – шестеренный насос; 11 – автомат дозирования топлива; 12 – регулятор топлива; 13 – агрегат подачи топлива; 14 – дроссель управляемый; 15 – фильтр; 16 – теплообменник

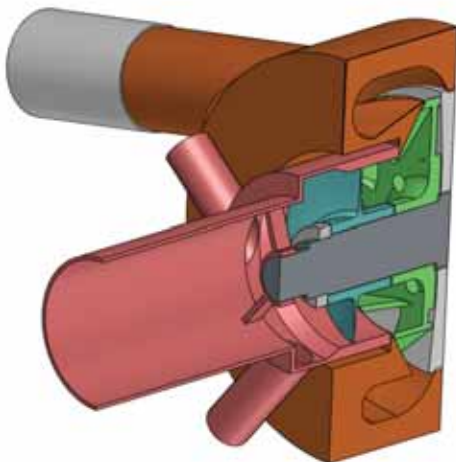


Рис. 2. 3D модель ШЦН

Данный программный код использует метод конечных объемов (МКО) для решения дифференциальных транспортных уравнений.

Уравнение неразрывности имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0, \quad (1)$$

где ρ – плотность рабочего тела;

t – время;

U – вектор скорости элементарного объема рабочего тела.

Уравнение движения:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \times U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M, \quad (2)$$

где S_M - количество движения;

τ - тензор напряжения, который определяется из выражения:

$$\tau = \mu(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3}\delta\nabla \cdot U) \quad (3)$$

Уравнение полной энергии:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho U h_{tot}) = \nabla(\lambda \nabla T) + \nabla(U \tau) + US_M + S_E, \quad (4)$$

где удельная полная энтальпия h_{tot} определяется по формуле:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2}U^2, \quad (5)$$

S_M - количество движения;

S_E - энергия источника питания;

λ - теплопроводность рабочего тела.

Выражение $\nabla \cdot (U \cdot \tau)$ называют работой вязких напряжений.

US_M - работа, совершаемая от внешних сил.

Уравнение термической энергии имеет вид:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \tau, \quad (6)$$

где T - температура жидкости.

В настоящее время для описания турбулентных течений используют в основном методы, базирующиеся на решении уравнений Навье - Стокса. Прямое численное моделирование (DNS) предполагает решение полных нестационарных уравнений Навье - Стокса и уравнения неразрывности. Трудности DNS подхода заключаются в ограниченности компьютерных ресурсов даже в настоящее время.

Модели турбулентности, используемые в инженерных расчетах, обычно базируются на решении осредненных уравнений Рейнольдса (RANS).

В общем виде используемые в моделях с одним или двумя дифференциальными уравнениями уравнения переноса можно записать в следующем виде [1]:

$$\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} = P - D + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \Gamma_\Phi) \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right] + A. \quad (7)$$

Расшифровка параметров в этом уравнении для каждого вида уравнений приведена в табл. 1 [2].

Таблица 1. Расшифровка параметров

	Φ	P	D	Γ_Φ
Кинетическая энергия	k	$\tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$\rho \varepsilon$ или $\beta^* \rho k \omega$	$\frac{\mu_t}{\sigma_k}$
Скорость диссипации кинетической энергии	ε	$c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$	$\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$
Удельная скорость диссипации	S_M	$\alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$\beta^* \rho \omega^2$	$\sigma_\omega \mu_t$

В данной работе при построении численной модели рабочих процессов в ШЦН используется Shear Stress Transport (SST) модель турбулентности с автоматической функцией стенки, которая базируется на $k - \omega$ модели турбулентности. В этом случае последний член уравнения (7) имеет вид:

$$A = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}. \quad (8)$$

В остальных случаях $A=0$.

Модели с двумя дифференциальными уравнениями базируются на предположении Буссинеска и им присущи некоторые недостатки, которые можно обойти введением нелинейных членов в уравнение Буссинеска [3]. Константы для SST модели с двумя дифференциальными уравнениями сведены в табл. 2 [3].

Таблица 2. Модельные коэффициенты для SST модели турбулентности

β_1^*	0,09	β_2^*	0,09
β_1	0,075	β_2	0,0828
α_1	$\frac{\beta_1 - \sigma_{\omega 1} k^2}{\beta_1^* \sqrt{\beta_1^*}}$	α_2	$\frac{\beta_2 - \sigma_{\omega 2} k^2}{\beta_2^* \sqrt{\beta_2^*}}$
σ_{k1}	0,85	σ_{k2}	1
$\sigma_{\omega 1}$	0,5	$\sigma_{\omega 2}$	0,856

Основой всей расчетной технологии ANSYS CFX является решатель Algebraic Coupled Multigrid. Он использует неявную связанную схему решения линеаризованной системы уравнений. При этом время реше-

ния задачи находится в линейной зависимости от объема расчетной сетки.

Общее уравнение массы, момента, энергии и т.д. имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \oint_A \rho \phi V dA = \oint_A I \nabla \phi dA + \int S_\phi dV \quad (9)$$

Согласно МКО пространственная дискретизация задачи осуществляется путем разбиения расчетной области на небольшие соприкасающиеся объемы, для каждого из которых записывается балансовое соотношение (9). Внутри каждого контрольного объема находится одна (и только одна) точка «привязки» искомого сеточного решения. В большинстве разработок, ориентированных на решение трехмерных задач для областей сложной геометрии, в качестве контрольного объема используются ячейки расчетной сетки: узлы сетки располагаются в вершинах многогранника (для структурированных сеток – гексаэдра, см. рис.3), сеточные линии идут вдоль его ребер, а значения искомым величин приписываются геометрическому центру ячейки.

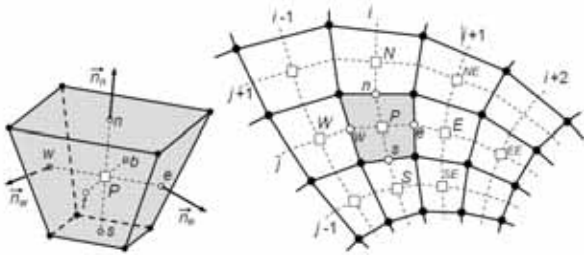


Рис. 3. Структурированная сетка контрольных объемов с «привязкой» переменных к центру ячеек

На рис. 3 штриховыми линиями обозначены узлы сетки, прямоугольниками – центры ячеек, окружностями – центры граней.

Для получения дискретного аналога балансового уравнения (9) в выбранной ячейке необходимо вычислить интегралы, входящие в него, используя какие-либо квадратурные формулы. При этом крайне важно, чтобы для соприкасающихся ячеек поверхностный интеграл по их общей грани вычислялся идентично. Последнее требование, легко реализуемое при составлении компьютерной программы, обеспечивает консервативность численной схемы, т.е. точное (в рамках принятого способа вычисления интегралов) соблюдение баланса ϕ

согласно уравнению (9) для всей области течения. Это свойство МКО выгодно отличает его от метода конечных разностей и метода конечных элементов, в которых реализация строгой консервативности схемы является скорее исключением, чем правилом.

Сеточная модель проточной части рассматриваемого ШЦН строилась в программном пакете ANSYS ICEM CFD.

Задание граничных условий и начального распределения, расчет и обработка полученных результатов велись в программном комплексе ANSYS CFX.

На начальном этапе численного моделирования основной его целью было определение осевого усилия, действующего на ротор ШЦН. Поперечные же силы в центробежных насосах возникают при нарушении осевой симметрии потока вне колеса, т.е. в коническом диффузоре. На расчетном режиме, когда гидростатические давления вокруг колеса одинаковы, создается строгая осевая симметрия потока и поперечная сила на колесе равна нулю. При уменьшении подачи насоса сечения конического диффузора оказываются слишком большими и в них начинается процесс преобразования кинетической энергии в давление.

Неуравновешенные поперечные силы приобретают существенное значение в насосах, развивающих большой напор, и в насосах больших размеров.

Осевое усилие, действующее на рабочее колесо насоса, возникает из-за неодинакового закона распределения давления жидкости по радиусу на переднюю и заднюю стенки колеса. Расчетная схема для определения осевого усилия рассматриваемого ШЦН представлена на рис. 4.

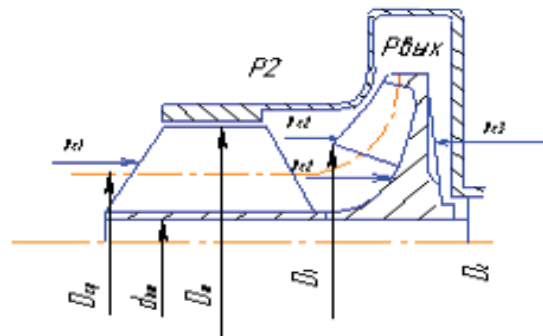


Рис. 4. Расчетная схема для определения осевого усилия

Для центробежных колес полузакрытого типа с лопатками, выполненными по дуге окружности, закон распределения давления по радиусу со стороны всасывания на участке, занятом лопатками, близок к линейному [4]. Изменение сил давления по радиусу с нерабочей стороны колеса происходит по параболическому закону.

На рис. 5 показаны способы уравнивания осевых сил в центробежных насосах с полузакрытыми колесами: осевые отверстия и разгрузочные лопатки.

Из рис. 4 видно, что суммарная осевая сила равна разности сил, действующих на торцевые поверхности колеса, и направлена в этом случае в сторону всасывания.



Рис. 5. Осевые отверстия в полотне центробежного колеса

Для выявления тенденции изменения напорной характеристики ШЦН и осевой нагрузки ротора выбраны 9 рабочих режимов, охватывающих всю напорную характеристику насосного агрегата при частоте оборотов ротора $N=5000$ об/мин. В результате расчета получены следующие значения для напора ШЦН и осевой силы, действующей на его ротор (табл. 3).

Для рассматриваемого насосного агрегата напорная характеристика, а также график изменения осевой силы, действующей на ротор, для режимов 1-9 из табл. 3 представлены на рис. 6 и 7 соответственно.

Таблица 3. Расчетные значения основных моделируемых параметров насоса

№ режима	Расход Q , м ³ /ч	Напор H , м	Осевая сила F , кг
1	120	15,4	1
2	100	36,7	25,6
3	76	54,76	51
4	60	68,4	78,4
5	40	72,6	88,4
6	20	72,74	89
7	10	72,2	89,4
8	3	72,22	92,4
9	1	72,3	93,5

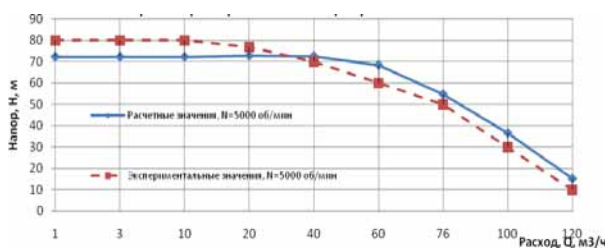


Рис. 6. Сравнение расчетных и экспериментальных значений

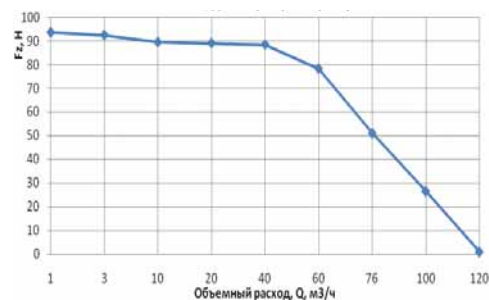


Рис. 7. Значение осевой силы, действующей на ротор

На режимах, характеризующихся повышенным расходом топлива $Q > 10$ м³/ч, картина течения потока имеет вид, представленный на рис. 8.

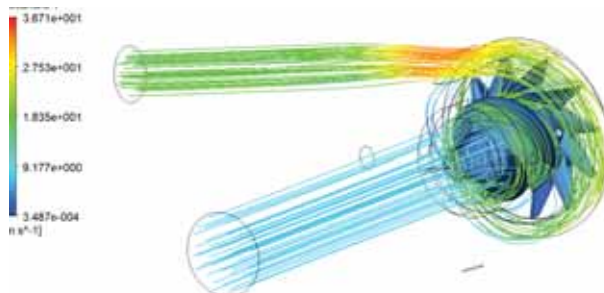


Рис. 8. Распределение поля скоростей

На режимах, при которых $Q \leq 10 \text{ м}^3/\text{ч}$, картина течения потока имеет вид, представленный на рис. 9.

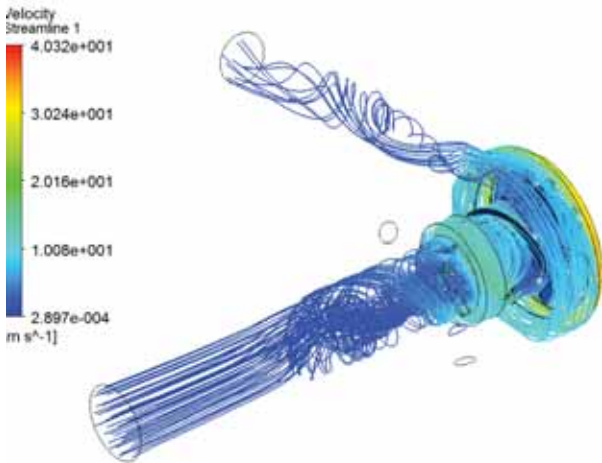


Рис. 9. Распределение поля скоростей

Видно, что на некоторых режимах входной участок насоса не полностью заполнен потоком жидкости, движущимся от входа в колесо к лопаткам. Часть сечения на периферии заполнена противотоками (обратными токами), движущимися обратно – от лопаток колеса к входу в насос. При отсутствии обратных токов линии тока изогнуты по потоку параллельно оси трубопровода, а при наличии интенсивного закрученного вихревого обратного потока окружная составляющая скорости ориентирует нити в направлении, нормальном оси трубопровода. Установлено, что обратные токи возникают в области $Q=10 \text{ м}^3/\text{ч}$. Следовательно, параметр режима $q < 0,5$.

Отметим, что для высокооборотных насосов с высокими антикавитационными свойствами коэффициент режима можно определить по приближенной формуле [5]:

$$q \approx 1 - \frac{\alpha}{\beta_n} \tag{10}$$

Визуальные наблюдения с помощью фотографии, а также разработанная численная модель показывают видимые вихревые нити из-за противотоков, распространяющиеся вверх по потоку от шнека. Все вихревые нити вращаются в том же направлении, что и центробежное колесо. Очевидно, что данные вихревые нити вызывают пульсации давления.

Для определения влияния сливов в насос, изменения геометрии входного питаю-

щего трубопровода, а также влияния температуры рабочей жидкости на напор ШЦН и осевую силу, действующую на ротор, была проведена серия расчетов для режимов, указанных в табл. 4.

Таблица 4. Параметры расчета

№ п/п	$N_{\text{нас}}$, об/мин	G_{T1} , кг/ч	G_{T2} , кг/ч	G_{T3} , кг/ч
1	5000	1000	137	1700
2	5750	1000	250	1700
3	7500	8500	2300	10800
4	5000	31200	0	0
5	7400	8350	4500	2300

Результаты решения приведены в табл. 5.

Таблица 5. Результаты численного расчета

№ п/п	Q , $\text{м}^3/\text{ч}$	H , м	F , кг	Примечание
1	3,64	72	91	Отверстия
	3,64	72	90,7	Отверстия, сливы, кавитация
	3,64	72	108	Отверстия, кавитация, измененный вход
2	3,78	95	91	Отверстия
	3,78	95,6	115	Отверстия, сливы, кавитация
	3,78	98,9	140	Отверстия, кавитация, измененный вход

На основании этих данных выявлено, что:

1. При 1 режиме работы сливы с учетом кавитации не влияют на величину напора и осевой силы.
2. При 2 режиме работы сливы с учетом кавитации не влияют на величину напора, но влияют на величину осевой силы (увеличение на 26%).
3. Изменение геометрии входного патрубка приводит к изменению осевой силы по сравнению с прямолинейным входным трубопроводом в условиях кавитации (на 1 режиме увеличение на 19%, на 2 – на 22%).

Характерная структура потока при течении жидкости через насос с измененным входом представлена на рис. 10.

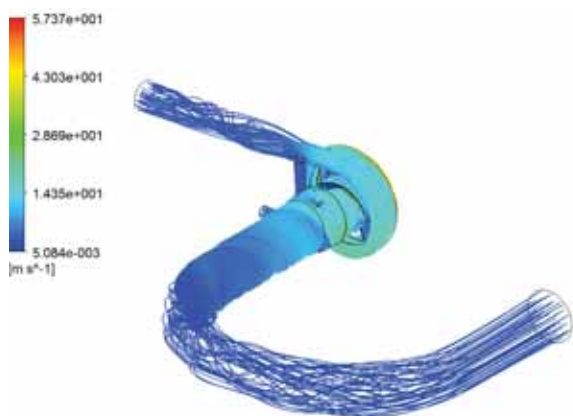


Рис. 10. Зависимость осевой силы от давления насыщенных паров

Картина кавитации при 5 режиме работы из табл. 4 приведена на рис. 11.

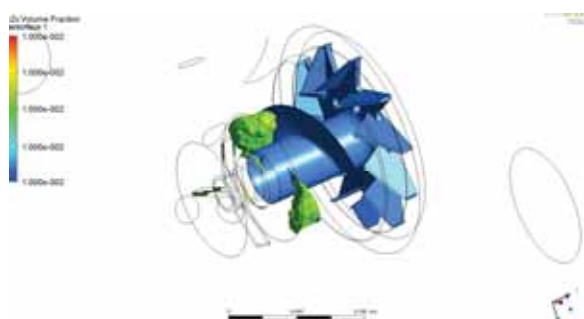


Рис. 11. Распределение кавитационных каверн. Volume fraction=0,01

Видно, что основная зона кавитации расположена на внешней стороне входной кромки шнека.

Одним из предположений [6] о поломке подшипника является то, что возникает кавитационный срыв насоса, вследствие чего проваливается напор, развиваемый насосом, что приводит к повышению амплитуды колебания силы, действующей на ротор ШЦН, что в конечном счете приводит к повышенной динамической нагруженности подшипникового узла. Кавитационные явления в шнекоцентробежном насосе существуют в определенном диапазоне входного давления (режим частичной кавитации) и не должны оказывать заметного влияния на основные параметры насоса [7]. При исследовании влияния кавитационных явлений в шнекоцентробежном насосе на понижение собственных частот колебаний в гидравлических системах отмечалась возможность самовозбуждений автоколебаний в системе питаю-

щий трубопровод – насос, обусловленных кавитационными явлениями в насосе.

Дальнейшая серия исследований была направлена на выявление зависимости осевой силы от давления насыщенных паров, имитирующих изменение температуры рабочей жидкости. Зависимость давления насыщенных паров от температуры жидкости приведена на рис. 12.

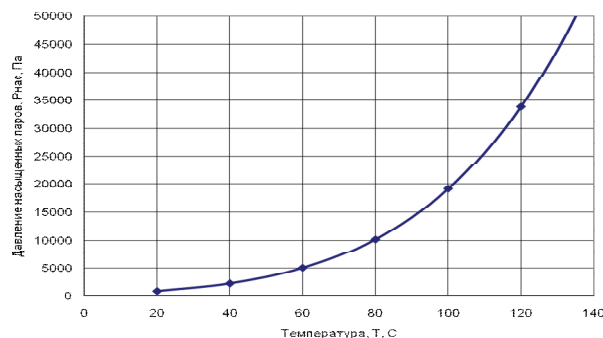


Рис. 12. Зависимость давления насыщенных паров от температуры

Для первого режима работы (см. табл. 4) были получены значения, приведенные в табл. 5.

Таблица 5. Результаты численного расчета

№ п/п	$P_{\text{нас}}$, Па	H , м	F , кг
1	1329	72	108
2	3300	74,7	109
3	10000	74,87	111,44
4	35000	-	-
5	50000	75	111,24
6	60000	74,7	109

В качестве граничных условий задавалось:

- полное давление на входе в питающий трубопровод;
- расход через сливы;
- расход через конический диффузор.

Видно, что ни напор, ни осевая сила практически не меняются при изменении давления насыщенных паров керосина (рис. 13).



Рис. 13. Зависимость осевой силы от давления насыщенных паров

Однако данный режим характеризуется положительными углами атаки для шнека, что является негативным фактором для условия возникновения кавитации.

Представим зависимость осевой силы от кавитационного числа k для режимов 3-5 из табл. 4 (рис. 14-16). Коэффициент кавитации k определяется из выражения

$$k = \frac{P_{вх} - P_{нас}}{\rho U^2}, \quad (11)$$

где U – окружная скорость. Необходимо отметить, что для высокооборотных насосов $U^2 \gg C^2$.

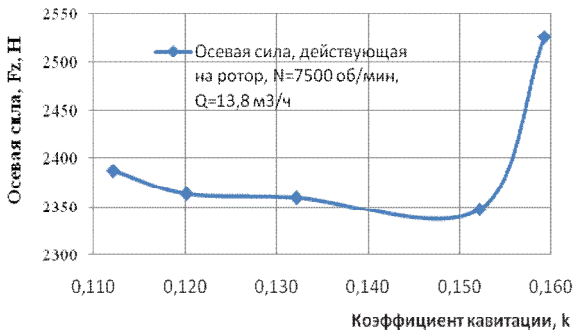


Рис. 14. Зависимость осевой силы от кавитационного числа

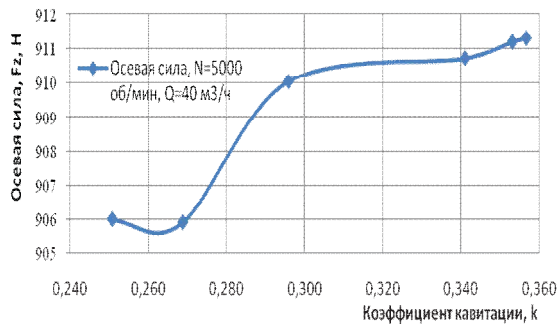


Рис. 15. Зависимость осевой силы от кавитационного числа

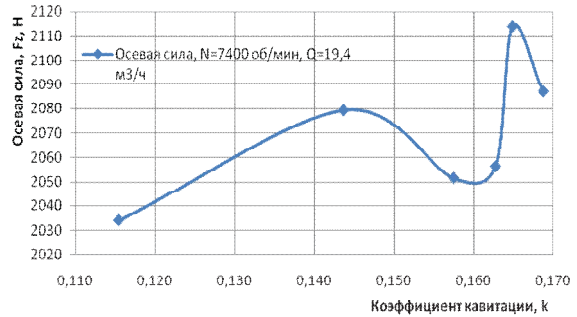


Рис. 16. Зависимость осевой силы от кавитационного числа

Видно, что и в этом случае значение осевой силы практически не изменяется.

Известно, что в режиме развитых кавитационных автоколебаний периодически происходит полный срыв напора шнека, а напор насоса при этом уменьшается максимум на 15%. Для этого была проведена серия расчетов шнека при частоте его оборотов $N=4000, 5000, 6000$ и 7000 об/мин. На рис. 17 приведена 3D модель расчетной области шнека.

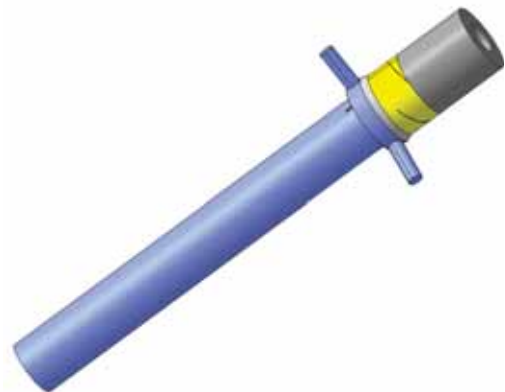


Рис. 17. 3D модель расчетной области шнека

В результате численного моделирования получена напорная характеристика рассматриваемого шнека и график изменения осевой силы, действующей на него (рис. 18-19).

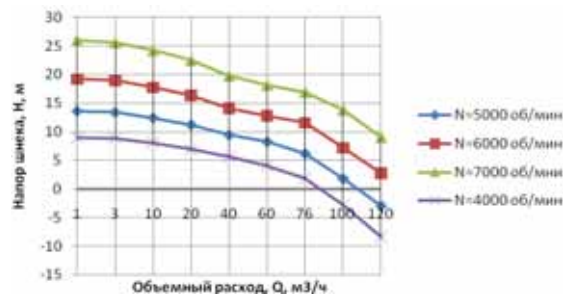


Рис. 18. Зависимость напора шнека от расхода рабочего тела и оборотов

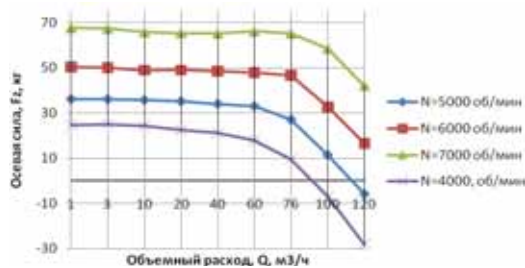


Рис. 19. Зависимость осевой силы от расхода рабочего тела и оборотов

Из рис. 18 и 19, а также из табл. 3 видно, что осевая сила, действующая на шнек, не превышает 43% от значения силы, действующей на весь ротор ШЦН.

Таким образом, необходимо более детальное моделирование условий срыва шнека с целью его влияния на осевую силу, действующую на ротор.

Библиографический список

1. Роуч, П. Вычислительная гидродинамика [Текст] / П. Роуч. - М.: Мир, 1980. - 616 с.
2. Зайцев, Д.К. Окружные неоднородности в турбулентном закрученном течении по кольцевому каналу: завихрители с тангенциальным входом [Текст] / Д.К. Зайцев, Е.М.

Смирнов // Тез. докл. всерос. конф. 9-11 апреля 2002. - М.: ОИВТ РАН, 2002. - С. 31-32.

3. Юн, А.А. Расчет и моделирование турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двухфазных течений в программном комплексе FASTEST-3D [Текст] / А.А. Юн, Б.А. Крылов - М.: Изд-во МАИ, 2007.- 116 с.

4. Раздолин, М.В. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей [Текст] / М.В. Раздолин, Д.Н. Сурнов - М.: Машиностроение, 1973. - 352 с.

5. Пилипенко, В.В. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем [Текст] / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, М.С. Натанзон. - М.: Машиностроение, 1977. - 352 с.

6. Исследование влияния подачи воздуха во всасывающую магистраль центробежного насоса на его виброакустические характеристики [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев [и др.] // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. 2002. -№1. - С. 78-83.

7. Шапиро, А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах [Текст] / А.С. Шапиро. - М.: МГИУ, 2004. - 280 с.

DEVELOPMENT OF NUMERICAL MODELS OF WORKING PROCESS IN FUEL AUGER-CENTRIFUGAL PUMP

© 2011 S. A. Gafurov¹, M. G. Miheev², L. V. Rodionov¹, A. N. Kruchkov¹, E. V. Shahmatov¹

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

²OAO «KUZNETSOV»

The issues compiling numerical computational model based on the method of finite volumes are discussed in this paper. This model is used to measure axial force acting on the rotor of auger-centrifugal stage of combined fuel pump. Model verified by comparing the calculated and experimental characteristics of the discharge. The paper discusses the impact of some design parameters auger-centrifugal stage on the value of the axial force.

Combination pump, кавитация, return current, transiency, axial force, finite volume method.

Информация об авторах

Гафуров Салимжан Азатович, аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sa.gafurov@gmail.com. Область научных интересов: гидродинамика, численные методы, лопаточные машины.

Михеев Максим Геннадьевич, инженер-конструктор. ОАО «Кузнецов. E-mail: mecmod@mail.ru. Область научных интересов: газодинамика, лопаточные машины.

Родионов Леонид Валерьевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: rl63@bk.ru. Область научных интересов: гидравлика, объемные гидромашины.

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, доцент, руководитель цикла «Автоматика» кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kan@ssau.ru. Область научных интересов: гидрогазодинамика, лопаточные и объемные насосы.

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shakhm@ssau.ru. Область научных интересов: виброакустика.

Gafurov Salimzhan Azatovich, graduated student ASEU department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sa.gafurov@gmail.com. Area of research: Fluid dynamics, shoulder machine.

Miheev Maksim Gennadievich, design engineer of JSC «KUZNETSOV». E-mail: mecmod@mail.ru. Area of research: gas dynamics, shoulder machine.

Rodionov Leonid Valerevich, Candidate of Technical Sciences, assistant ASEU department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: rl63@bk.ru. Area of research: Hydraulics, positive-displacement hydraulic machine.

Kruchkov Aleksandr Nikolaevich, Doctor of Engineering, associated professor of ASEU department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: kan@ssau.ru. Area of research: Vibroacoustics.

Shahmatov Evgeniy Vladimirovich, Doctor of Engineering, professor, Head of ASEU department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: shakhm@ssau.ru. Area of research: Vibroacoustics.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ИЗМЕРЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЛОПАТОК ТУРБИН В ПРОИЗВОДСТВЕННО-ЦЕХОВЫХ УСЛОВИЯХ

© 2011 Е. И. Алексенцев¹, П. А. Шаврин², О. Б. Федосеев²

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

²Тольяттинский государственный университет

Рассматривается задача разработки автоматизированной системы контроля геометрии лопаток газотурбинных двигателей (ГТД) в производственно-цеховых условиях. Отправной точкой проводимого исследования послужило требование технологической преемственности внедряемого оборудования. В ходе теоретического анализа, подкрепляемого результатами моделирования и экспериментальных исследований, обосновывается наилучшая в контексте основной задачи конфигурация автоматизированной системы – модернизация ПОМКЛ путём замены оптико-механической системы контроля быстродействующей измерительной системой с дифференциальными датчиками, интегрированной в вычислительную среду реального времени. В работе представлены эффективные алгоритмы управления и идентификации дифференциального датчика, составляющие основу быстродействующей многоканальной измерительной системы, алгоритмы коррекции влияния кривизны и аналитического описания пера лопатки, приведено описание программно-аппаратной поддержки вычислений в реальном времени. В этом случае ожидаемый показатель «производительность/цена» может достигать значений 150-500 шт. в час/1000\$ при несопоставимой с оптическими системами надежности и неприхотливости оборудования.

Лопатки турбин, геометрические параметры, производственно-цеховые условия, автоматизированная система измерения, технологическая преемственность, модернизация ПОМКЛ, дифференциальные датчики, быстродействующая система управления и идентификации, коррекция влияния кривизны, аналитическое описание поверхности, реальное время, программно-аппаратная поддержка.

Введение

В настоящее время на фоне усиливающейся конкуренции и ужесточения требований международных стандартов особую актуальность приобретает задача разработки универсальной автоматизированной системы контроля геометрии лопаток ГТД в производственно-цеховых условиях.

На сегодняшний день наряду с широко применяемыми для этой цели приборами оптико-механического контроля лопаток (ПОМКЛ) существует целый ряд достаточно оригинальных подходов, в той или иной мере доставляющих решение поставленной задаче. Среди них можно выделить применение метода светового сечения для измерения профиля лопатки [1], а также статистических методов оценки погрешностей базирования усовершенствованных приборов ПОМКЛ-БЛИК [2].

В то же время необходимо отметить несколько обстоятельств, существенно ограничивающих свободу выбора подходов к решению основной задачи. К их числу относятся: требование технологической преемст-

венности внедряемого оборудования, необходимость учета влияния угла закрутки и кривизны поверхности лопатки, необходимость в эффективном согласованном управлении всеми подсистемами и идентификации параметров в условиях сильной неопределенности и при воздействии неконтролируемых возмущений, что, в свою очередь, требует мощной вычислительной поддержки в реальном времени.

Указанные ограничения, по сути, определяют базовую концепцию решения, в основе которого лежит глубокая модернизация ПОМКЛ за счет его оснащения дифференциальными электромеханическими датчиками с быстродействующей системой управления и идентификации, интегрируемой в вычислительную среду Matlab/Simulink с помощью комплекса программно-аппаратных средств реального времени.

В работе представлено решение ключевых задач, определяющих достижимость основного результата. Одной из первых рассматривается задача синтеза системы управления и идентификации дифференциального

электромеханического датчика. Алгоритм основан на преднамеренной организации предельных циклов, ориентированной на восстановление требуемого параметра [3]. Задача оценки и коррекции влияния кривизны для иллюстрации основной идеи предлагаемого решения представлена в упрощенном варианте для случая плоско-параллельных сечений. Завершает работу описание применяемого программно-аппаратного обеспечения. Результаты моделирования и экспериментальных исследований демонстрируют эффективность и потребительские качества измерительной системы. В заключении приводятся необходимые обобщения и оценка перспектив развития предлагаемой концепции.

Алгоритм управления и идентификации дифференциального датчика

Рассмотрим участок измерительной станции ПОМКЛ, оснащенной дифференциальными электромеханическими датчиками, схематичное изображение которого представлено на рис. 1.

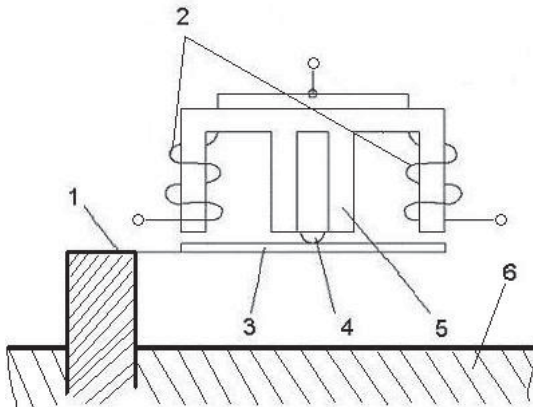


Рис. 1. Схематичное изображение участка измерительной станции, оснащенной дифференциальными электромеханическими датчиками: 1 - измерительный стержень, 2 - катушки датчика, 3 - подвижный якорь, 4 - опора, 5 - сердечник, 6 - стойка измерительной станции

Дополним первичный преобразователь емкостью C , эквивалентной некоторому компенсатору в цепи управления (рис. 2).

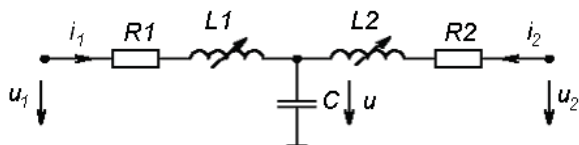


Рис. 2. Схема замещения первичного преобразователя: L_1, L_2 - индуктивности катушек; R_1, R_2 - сопротивления катушек; C - ёмкость; u_1, u_2 - управляющие воздействия

В этом случае дифференциальные уравнения состояния принимают вид:

$$\begin{cases} L_1 \frac{di_1}{dt} = -i_1 R_1 - u + u_1; \\ L_2 \frac{di_2}{dt} = -i_2 R_2 - u + u_2; \\ C \frac{du}{dt} = i_1 + i_2. \end{cases} \quad (1)$$

При малых отклонениях от нейтрального положения якоря индуктивности катушек могут быть представлены в виде

$$\begin{cases} L_1 = L + \Delta L; \\ L_2 = L - \Delta L, \end{cases} \quad (2)$$

где L - индуктивность катушек в нейтральном положении якоря, например, при калибровке; величина ΔL пропорциональна отклонению измерительного стержня от нейтрального положения.

Требуется восстановить значения ΔL по доступным измерениям компонент вектора состояния i_1, i_2, u , в том числе за счет выбора подходящих управлений u_1, u_2 .

С этой целью поставим задачу возбуждения устойчивых автоколебаний в системе (1) с помощью управляющих воздействий u_1, u_2 .

Рассмотрим невозмущенную систему

$$\begin{cases} \frac{di_1}{dt} = -\frac{u}{L_1}; \\ \frac{di_2}{dt} = -\frac{u}{L_2}; \\ \frac{du}{dt} = \frac{i_1 + i_2}{C}, \end{cases} \quad (3)$$

общее решение которой можно представить в виде

$$\begin{cases} i_1(t) = I_0 + aI \cos \vartheta; \\ i_2(t) = -I_0 + I \cos \vartheta; \\ u(t) = \frac{(1+a)I}{\omega C} \sin \vartheta, \end{cases} \quad (4)$$

где $\vartheta = \omega t + \varphi$; $a = \frac{L_2}{L_1}$; константы I_0, I, φ

определяются начальными условиями.

Выберем управляющие воздействия в виде

$$u_1 = u_2 = c \text{sign}(i_1 + i_2). \quad (5)$$

Принимая решение невозмущенной системы (4) в качестве формул замены пере-

менных, где I_0, I_1, \mathcal{G} - новые переменные, и ограничивая правую часть основной гармоникой в предположении $R_1 = R_2 = R$, в результате усреднения находим

$$\begin{cases} \dot{I}_0 = -\frac{2I_0R}{L_1(1+a)}; \\ \dot{I}_1 = -\frac{IR(1+a^2)}{2a(1+a)L_1} + \frac{2c}{\pi aL_1}; \\ \dot{\mathcal{G}} = \omega. \end{cases} \quad (6)$$

В пределе при $t \rightarrow \infty$:

$$\begin{cases} I_0 \rightarrow 0; \\ I \rightarrow \frac{4c(1+a)}{\pi R(1+a^2)}. \end{cases} \quad (7)$$

Как видно, в системе (1) возникают устойчивые автоколебания с постоянной составляющей и амплитудой, определяемыми (7). В этом случае система (1) описывается уравнениями невозмущенной системы (3).

Запишем уравнение относительно разности токов $y = i_1 - i_2$:

$$\frac{dy}{dt} = -\frac{u}{L_1} + \frac{u}{L_2} = \frac{2\Delta L}{L_1L_2}u = Au, \quad (8)$$

где $A = \frac{2\Delta L}{L_1L_2}$.

Так как произведение L_1L_2 практически постоянно в силу малости ΔL , то величина A пропорциональна ΔL , а значит и измеряемому отклонению.

Построим наблюдатель:

$$\begin{cases} \frac{d\hat{y}}{dt} = \hat{A}u + M\bar{y}; \\ \frac{d\hat{A}}{dt} = lM\bar{y}u, \end{cases} \quad (9)$$

где \hat{y}, \hat{A} - оценки параметров y, A ; l, M - некоторые положительные коэффициенты.

Уравнения в невязках в предположении $\frac{dA}{dt} \approx 0$ принимают вид

$$\begin{cases} \frac{d\bar{y}}{dt} = \bar{A}u - M\bar{y}; \\ \frac{d\bar{A}}{dt} = -lM\bar{y}u, \end{cases}$$

где $\bar{y} = y - \hat{y}$, $\bar{A} = A - \hat{A}$ - невязки по y и A соответственно.

Нетрудно видеть, что при достаточно большом M , например $M \rightarrow \infty$,

$$M\bar{y} \rightarrow \bar{A}u.$$

Тогда

$$\dot{\bar{A}} = -l\bar{A}u^2,$$

и, следовательно,

$$\bar{A} \rightarrow 0, \hat{A} \rightarrow A.$$

Таким образом, наблюдатель (9) решает задачу восстановления параметра A , а значит и искомого отклонения. Выбором коэффициентов M, l обеспечиваются необходимые темпы сходимости невязок к нулю.

Для оценки динамических и инвариантных свойств предложенного алгоритма проводилось его сравнительное моделирование в сопоставлении с традиционным подходом. В качестве прототипа исследовался алгоритм синхронного детектирования, обычно применяемый в приборах измерения шероховатости контактного типа с дифференциальными чувствительными элементами [4]. И в том, и другом случае на систему воздействуют ненаблюдаемые аддитивные и параметрические возмущения.

Условия эксперимента следующие.

Номинальные значения: $L = 80 \text{ мГн}$, $R = 80 \text{ Ом}$, $C = 3,1662 \text{ нФ}$.

1) Традиционный подход.

Напряжение генератора опорного сигнала изменяется по закону:

$$e_z = (E + e(t)) \sin \omega_0 t,$$

где $e(t) = E_1 \sin \omega_1 t$ - неизмеряемое параметрическое возмущение; $E = 10 \text{ В}$, $E_1 = 2,5 \text{ В}$, $\omega_0 = 62830 \text{ рад/с}$, $\omega_1 = 100 \text{ рад/с}$.

2) Предлагаемая система.

Напряжения u_1, u_2 изменяются по законам:

$$u_1 = c(t) \text{sign} i_2 + \xi_1; u_2 = c(t) \text{sign} i_1 + \xi_2,$$

где $c = K \sin \omega_2 t + U$; $U = 4 \text{ В}$, $K = 1 \text{ В}$, $\omega_2 = 100 \text{ рад/с}$, $\xi_1 = 0,3 \text{ В}$, $\xi_2 = 2 \text{ В}$.

3) Измеряемое отклонение изменяется по закону:

$$\Delta L = \Delta l \sin \omega_3 t,$$

где $\Delta l = 10^{-7} \text{ Гн}$, $\omega_3 = 500 \text{ рад/с}$.

Результаты сравнительного моделирования представлены на рис.3.

Как видно, аддитивные и параметрические возмущения не влияют на предлагаемую систему. При традиционном подходе восстанавливается огибающая сигнала со всеми возмущениями, которые каким-либо образом добавились к полезному сигналу.

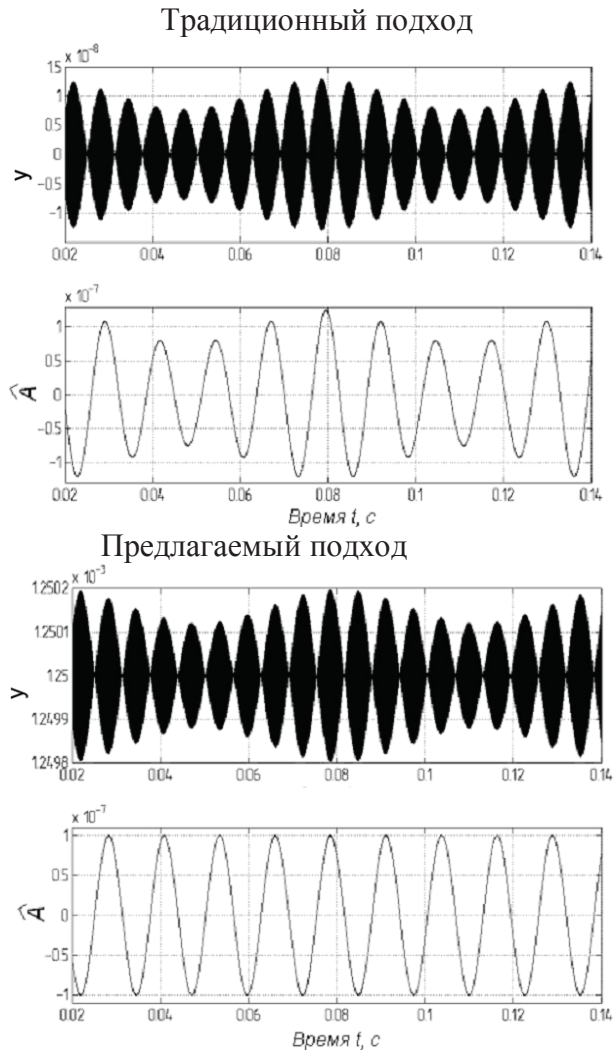


Рис. 3. Результаты сравнительного моделирования

На базе предложенного алгоритма в рамках модернизации промышленного профилографа модели 201 (з-д «Калибр») была реализована и прошла апробацию система управления и идентификации дифференциального электромеханического датчика (рис.4). При относительной простоте исполнения электрической принципиальной схемы, эквивалентной нескольким операционным усилителям, прибор показал следующие характеристики: диапазон измерения – до 2 мм; разрешение – до 5 нм; совокупный коэффициент усиления – 400000; полоса про-

пускания измерительного сигнала – от 0 до 50 Гц.

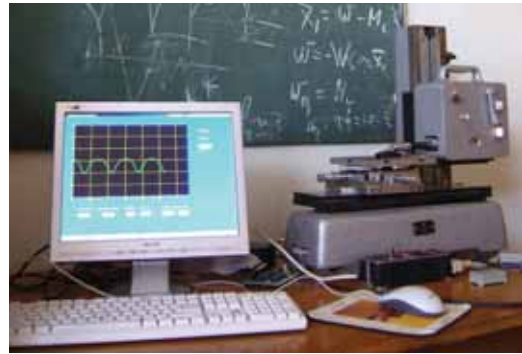


Рис. 4. Пример практической реализации системы управления и идентификации дифференциального электромеханического датчика

Оценка влияния кривизны лопатки

Для иллюстрации основной идеи предлагаемого подхода рассмотрим случай плоскопараллельных сечений. Тогда сферическая поверхность контактного стержня в рассматриваемом сечении представляет окружность того же радиуса, а измеряемая поверхность – некоторую кривую, как показано на рис. 5. Понятно, что при ненулевом угле наклона поверхности лопатки в области контакта точка касания смещается относительно оси стержня.

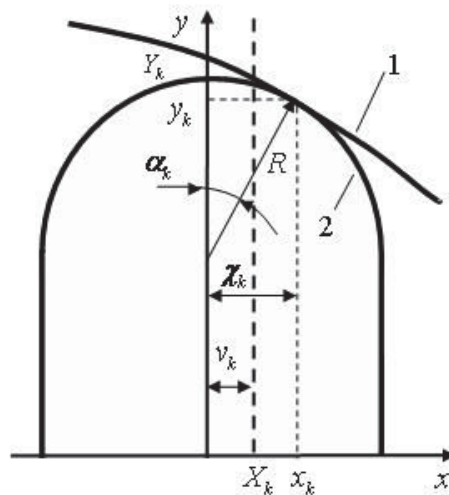


Рис. 5. Смещение точки касания при наклонном положении поверхности лопатки к оси контактного стержня: 1 – поверхность лопатки; 2 – поверхность контактного стержня

При этом очевидно, что сила прижатия контактного стержня, действующая вдоль его оси, приводит к появлению поперечной реакции, проскальзыванию контактного пятна и прогибу контактного стержня. Эпюры действующих сил представлены на рис. 6.

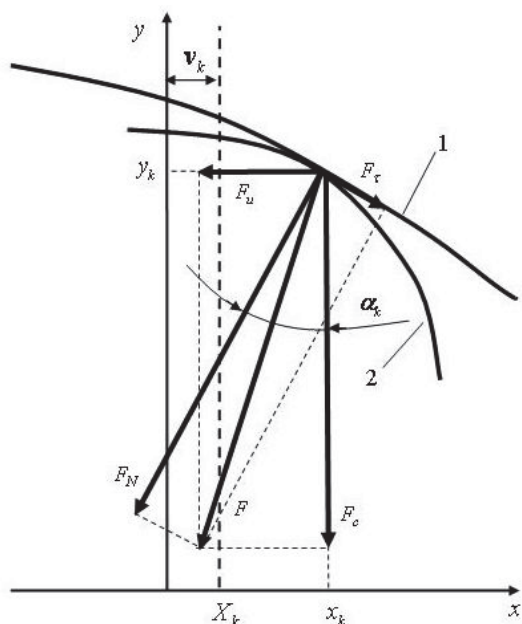


Рис. 6. Эпюры действующих сил в точке касания контактного стержня и пера лопатки: 1 – поверхность лопатки; 2 – поверхность контактного стержня

Пусть искомая поверхность пера лопатки в рассматриваемом сечении описывается соотношением

$$y(x) = \sum_{l=0}^n a_l x^l; \quad l = 0..n, \quad (10)$$

где n - число измерений или число контактных стержней.

Задача состоит в определении неизвестных коэффициентов a_l .

Выпишем основные соотношения, характеризующие состояние равновесия рассматриваемой системы. Для k -го контактного стержня имеем:

- абсцисса точки контакта

$$x_k = \chi_k - v_k + X_k, \quad (11)$$

где χ_k - отклонение точки контакта от оси контактного стержня; v_k - величина прогиба контактного стержня; X_k - абсцисса оси недеформированного контактного стержня (номинальная абсцисса);

- ордината точки контакта

$$y_k = \sum_{l=0}^n a_l x_k^l; \quad (12)$$

- уравнение поверхности контактного стержня в локальных координатах (χ, s)

$$\chi_k^2 + (s_k + R - Y_k)^2 = R^2, \quad (13)$$

где s_k - ордината произвольной точки поверхности k -го контактного стержня; Y_k - ордината вершины недеформированного стержня (номинальная ордината); R - радиус стержня;

- уравнения касательных к искомой поверхности

$$y'_k = \sum_{l=1}^n l a_l x_k^{l-1} \quad (14)$$

и поверхности контактного стержня

$$s'_k (s_k + R - Y_k) = -\chi'_k \chi_k = X_k - v_k - x_k. \quad (15)$$

Соотношения между компонентами действующих сил в точке контакта:

- продольная составляющая силы реакции поверхности лопатки

$$F_c = F_N \cos \alpha_k + F_\tau \sin \alpha_k;$$

- поперечная составляющая силы реакции

$$F_u = F_N \sin \alpha_k - F_\tau \cos \alpha_k.$$

Здесь F_N, F_τ - нормальная и касательная компоненты вектора силы в точке контакта.

По закону Кулона-Амонтона [5] сила сухого трения покоя, определяющая касательную реакцию поверхности в точке контакта, в данном случае принимает вид

$$F_\tau = \mu F_N; \quad \mu = -|\mu| \text{sign}(y'_k),$$

где $|\mu|$ - коэффициент сухого трения покоя.

Прогиб контактного стержня, представляющего собой консольно закрепленную однородную балку, под действием поперечной силы определяется соотношением [5]

$$v_k = \frac{F_u y_k^3}{3EJ},$$

где E - модуль Юнга; $J = \frac{\pi R^4}{4}$ - момент инерции сечения стержня.

В результате несложных вычислений, учитывая

$$\text{tg}(\alpha_k) = y'_k,$$

находим величину поперечной силы

$$F_u = \frac{y'_k - \mu}{1 + \mu y'_k} F_c$$

и затем величину прогиба стержня в точке контакта

$$v_k = \frac{(y'_k - \mu) y_k^3 F_c}{3EJ(1 + \mu y'_k)}. \quad (16)$$

В состоянии равновесия координаты точки контакта определяются следующими соотношениями:

$$\begin{cases} y_k = s_k; \\ y'_k = s'_k; \\ F_c = F_0. \end{cases} \quad (17)$$

В результате подстановки (11)-(16) в (17) получим для k -го стержня:

$$\begin{cases} R^2 = (x_k + v_k - X_k)^2 + \left(\sum_{l=0}^n a_l x_k^l + R - Y_k \right)^2; \\ 0 = (x_k + v_k - X_k) + \left(\sum_{l=0}^n a_l x_k^l + R - Y_k \right) \left(\sum_{l=1}^n l a_l x_k^{l-1} \right); \\ 3EJ \left(1 + \mu \sum_{l=1}^n l a_l x_k^{l-1} \right) v_k = \left(-\mu + \sum_{l=1}^n l a_l x_k^{l-1} \right) \left(\sum_{l=0}^n a_l x_k^l \right)^3 F_0. \end{cases} \quad (18)$$

Коэффициенты a_l , $l = 0 \dots n$, однозначно определяющие искомую поверхность, находятся совместным решением $n+1$ систем вида (18), представляющих в совокупности систему из $3(n+1)$, вообще говоря, нелинейных уравнений. В то же время, хотя в каждом сечении мы имеем $n+1$ измерений, в каждой точке контакта в силу (18) определены три величины: значение искомой функции, ее производной и второй производной. Таким образом, задача фактически становится эквивалентной отысканию поверхности в виде (10) при $3(n+1)$ измерениях.

Рассмотрим в качестве примера задачу оценки участков поверхности, представленных в одном и том же сечении кривыми:

а) $y(x) = 69 - 0,4x - 0,04x^2$ - на одном конце, со средней длиной консоли контактного стержня $Y_{cp} = 65 \text{ мм}$;

б) $y(x) = 19 - 0,4x - 0,04x^2$ - на другом конце, со средней длиной консоли контактного стержня $Y_{cp} = 15 \text{ мм}$.

И в том, и в другом случае $x \in [0; 10 \text{ мм}]$, $E = 2 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$; $F_0 = 1 \text{ Н}$; $R = 1 \text{ мм}$; $\mu = 0,15$.

На рис. 7 представлены результаты вычислений и сопоставления точных решений с кривыми, полученными без учета влияния кривизны поверхности для обоих случаев.

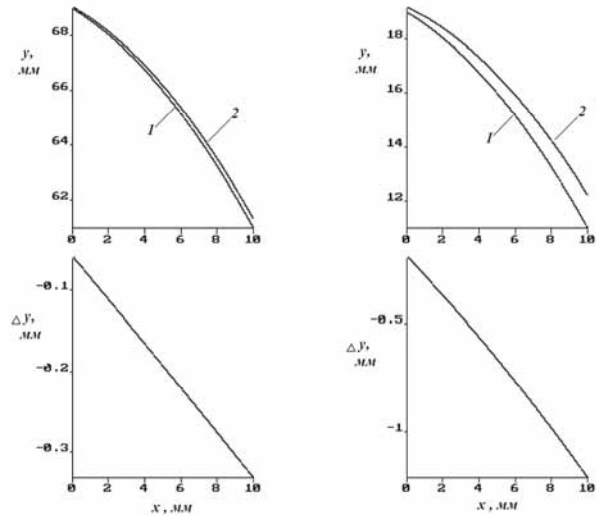


Рис. 7. Результаты расчета кривых для двух участков поверхности лопатки:

1 – точная кривая сечения поверхности лопатки;
2 – измеренные значения без учета влияния кривизны

$Y_{cp} = 65 \text{ мм}$ (а), 15 мм (б)

Как видно, погрешность измерения и оценки искомой поверхности без учета влияния кривизны даже в этих простейших случаях достигает 10% и более.

Особенности вычислительного программного обеспечения и обработки информации

При достаточно большом n решение системы (18), особенно в условиях ограничения времени расчета, может доставлять определенные трудности. Например, для обеспечения желаемого быстродействия – порядка 20-30 шт./мин при 30 измерительных сечениях на длине лопатки, что составляет в совокупности около 1200 точек – время расчета $y(x)$ не должно превышать 20-30 мс.

Один из вариантов решения этой задачи состоит в использовании вычислительной среды Matlab/Simulink. Существенной особенностью предлагаемого окружения, наряду с мощными вычислительными и графическими возможностями, является способность интегрировать измерительные сигналы в вычислительную среду с помощью программно-аппаратных средств реального времени. Пример реализации измерительной управляющей системы представлен на рис.8.

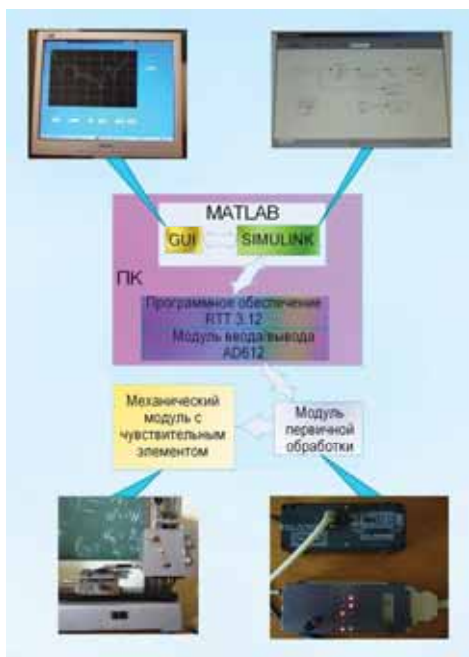


Рис. 8. Пример реализации измерительной управляющей системы реального времени в среде Matlab/Simulink

Сигналы с выхода модуля первичной обработки, представляющего аппаратную реализацию алгоритма управления и идентификации, описанного в первом разделе, поступают в ПК для дальнейшей обработки, например коррекции влияния кривизны, графического представления и т.д. В предложенной системе применяется ПО реального времени RTT 3.12 (Real Time Toolbox), являющееся приложением Matlab/Simulink, в сочетании с модулем ввода/вывода аналоговых и цифровых сигналов AD612, также поддерживаемым Matlab/Simulink – и то, и другое производства фирмы Numusoft, Чешская республика.

Аппаратная вычислительная поддержка в реальном времени обеспечивается применением цифрового сигнального контроллера TMS320F2812 или аналогичного ему по классу. По своим характеристикам и производительности: разрядность – 32; тактовая частота – 150 МГц; 16 аналого-цифровых и 6 цифро-аналоговых преобразователей; развитая периферия; поддержка Matlab/Simulink, библиотеки с плавающей точкой – этот контроллер сопоставим с ПК типа Pentium-I. Внешний вид контроллера в составе модуля связи с ПК и интерфейсной платы для согласования уровней входных и выходных сигналов, сохранения информации на внешних носителях показан на рис. 9.



Рис. 9. Система обработки информации в реальном времени на основе цифрового сигнального контроллера TMS320F2812

Заключение

В представленной работе сделана попытка даже не решения, а скорее осмысления основных подходов к решению одной из актуальных задач современного авиационного двигателестроения – построения автоматизированной системы измерения геометрии лопаток турбин в производственно-цеховых условиях.

Отправной точкой проводимого исследования послужило очевидное и естественное требование технологической преемственности внедряемого оборудования. В работе обосновывается наилучшая в контексте основной задачи конфигурация автоматизированной системы – модернизация ПОМКЛ путём замены оптико-механической системы контроля быстродействующей измерительной системой с дифференциальными датчиками, интегрированной в вычислительную среду реального времени. По существу, доказывается простая мысль: не надо ничего выдумывать, всё уже есть – есть ПОМКЛ с проверенной несущей и исполнительной механикой, есть эффективные алгоритмы управления и идентификации дифференциального датчика, составляющие основу быстродействующей многоканальной измерительной системы, есть эффективные алгоритмы коррекции влияния кривизны и аналитического описания пера лопатки, есть программно-аппаратная поддержка вычислений и графической обработки в реальном времени. В этом случае ожидаемый показатель «производительность/цена», выраженный в единицах «шт. в час/1000\$», может достигать значений 150-500 при несопоставимости

вимой с оптическими системами надежности и неприхотливости оборудования. Кроме того, система обеспечивает автоматическую калибровку и не требует предварительной настройки.

В то же время многие важные вопросы остались за рамками данной работы. В частности, не исследованы задачи оптимальной аналитической аппроксимации поверхности, выбора системы опорных функций, оптимизации процедур численного расчета. Можно показать, например, что при использовании тригонометрических полиномов решение может быть найдено в явном виде и при сохранении заданного быстродействия аппроксимация поверхности может быть выполнена на массиве из $n \sim 10^6$ точек и более. Следует учитывать, вообще говоря, и деформацию контактных стержней, которая по предварительной оценке может составлять 2-4 мкм.

В этой связи возникает вопрос: а насколько и зачем нужно аналитическое представление поверхности? Ответ достаточно очевиден – это наиболее точное и компактное математическое описание измеряемой поверхности, позволяющее сохранять и архивировать информацию по каждой лопатке, формировать большие массивы такого рода данных, осуществлять текущий мониторинг и анализ погрешностей в реальном времени, характер их накопления и историю возникновения, идентифицировать параметры технологического процесса и т.д. Что самое важное – аналитическое описание, представляя математическую модель лопатки, дает исчерпывающую возможность для применения всего арсенала средств математического анализа. По сути, в данном случае речь идет о так называемом реверсивном инжиниринге в реальном времени.

В работе практически не рассматривалась активная точка зрения на чувствительный элемент, когда датчик совмещает функции сенсора и актюатора. Например, в данной конфигурации дифференциальный индуктивный датчик может быть источником механических усилий, выступая в роли электромагнита. В самом деле, в этом случае появляется возможность регулирования усилий в контакте с измеряемой поверхностью. Как следствие, радиус контактного стержня

и усилия в контакте могут быть снижены, практически, до нуля, что, естественно, ведет к повышению точности прямых измерений и быстродействия системы в целом. Если при этом обеспечить возможность перемещения пера лопатки во взаимно-перпендикулярных направлениях в пределах шага сетки, например за счет оснащения крепежного узла электромагнитным приводом, то можно, в принципе, при сохранении производительности не только повысить точность аппроксимации, но и проводить измерения шероховатости в каждой точке поверхности лопатки. Более того, упрочнение наконечника контактного стержня и его изготовление в виде иглы, подобной щупу профилометра, предоставляет и вовсе уникальную возможность одновременной оценки шероховатости и микротвердости покрытия в каждой точке измеряемого микропрофиля и поверхности лопатки в целом.

Библиографический список

1. Кеткович, А.А. Лазерная компьютерная система контроля лопаток газотурбинных двигателей ПКПЛ-1 [Текст] / А.А. Кеткович, Н.И. Яковлева, Б.А. Чичигин // Контроль. Диагностика. - 2007. - № 3. – С. 32-34.
2. Исследование погрешностей базирования в механизме крепления лопатки наладки ПОМКЛ-БЛИК в системе аппроксимативного анализа двумерных плотностей вероятностей [Текст] / М.А. Болотов, А.Н. Жидяев, И.А. Лёзин [и др.] // Вестн. СГАУ.- 2009. №3(19). – С. 322-327.
3. Kiselyov, S.A. The control and identification algorithm for devices with differential inductive sensors / S.A. Kiselyov, S.A. Kochetkov, P.A. Shavrin // Proceedings of 17 world IFAC congress. South Korea, Seoul. 6-11 July 2008. P. 1809-1814.
4. Morrison, E. The development of a prototype high-speed stylus profilometer and its application to rapid 3D surface measurement / E. Morrison // Nanotechnology. 1996. No 1. P. 37-42.
5. Александров, А.В. Соппротивление материалов: учеб. для вузов [Текст] / А.В. Александров, В.Д. Потапов, Б.П. Державин; под ред. А.В. Александрова. – М.: Высш. шк., 2004. – 560 с.

AUTOMATED SYSTEM FOR MEASURING GEOMETRIC PARAMETERS OF TURBINE BLADES IN PRODUCTION CONDITIONS

© 2011 E. I. Aleksentsev¹, P. A. Shavrin², O. B. Fedoseev²

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

²Togliatti State University

The problem of developing the automated system for measuring the geometry of blades for gas turbine engines (GTE) in production conditions is considered. The starting point of the study was the technological continuity requirement being implemented equipment. In the theoretical analysis, supported by the results of simulation and experimental studies the best configuration of automated systems is justified in the context of the main problem - upgrading the POMKL by replacing the optical-mechanical system with high-speed measurement system with differential sensors, integrated into real-time computing environment. The paper presents efficient control and identification algorithms for differential sensors that form the basis of multi-channel high-speed measuring system, the curvature correction algorithms and analytical description of the blades, description of hardware and software to support computing in real time. In this case the expected rate "performance/price" may reach 150-500 units per hour/1000 \$ for non-comparable with optical systems, reliability and simplicity of equipment.

Turbine blades, geometric parameters, production conditions, automated measuring system, technological continuity, modernization of POMKL, differential sensors, high-speed control and identification system, correction of the blade curvature, analytical description of the surface, real time, hardware and software support.

Информация об авторах

Алексенцев Евгений Иванович, кандидат технических наук, главный научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: двигателестроение, технологии и материалы в машиностроительном производстве.

Шаврин Павел Аркадьевич, кандидат технических наук, начальник НИЛ «Мехатроника и автоматика» Тольяттинского государственного университета. Тел.: (8482) 546471. E-mail: pshavrin@yandex.ru. Область научных интересов: прикладные задачи управления.

Федосеев Олег Борисович, доктор технических наук, профессор Тольяттинского государственного университета. Область научных интересов: термодинамика неустановившихся процессов.

Aleksentsev Evgenii Ivanovich, Candidate of Technical Sciences, main scientific researcher, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Area of research: design and manufacturing of engines, technologies and materials in machine manufacturing.

Shavrin Pavel Arkad'yevich, Candidate of Technical Sciences, head of laboratory "Mechatronics and Automatics" of Togliatti State University. Tel.: (8482) 546471. E-mail: pshavrin@yandex.ru. Area of research: applied control problems.

Fedoseev Oleg Borisovich, doctor of technical sciences, professor of Togliatti State University. Area of research: thermodynamics of nonstationary processes.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ШТАТНЫХ ЖРДМТ НА САМОВОСПЛАМЕНЯЮЩИХСЯ КОМПОНЕНТАХ ТОПЛИВА ПРИ ИМПУЛЬСНЫХ РЕЖИМАХ ВКЛЮЧЕНИЙ

© 2011 С. А. Шустов

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

Излагаются результаты экспериментального исследования динамических характеристик штатных ЖРДМТ тягой от 10 до 130 Н на самовоспламеняющихся компонентах топлива при импульсных режимах включений: выявлены особенности формирования переднего и заднего фронтов импульсов, связанные с взрывным характером рабочих процессов с длительностью порядка 1 мс, проведен анализ влияния размерности ЖРДМТ на основные динамические параметры.

ЖРДМТ, задержка воспламенения, передний фронт импульса, задний фронт импульса, датчик давления, активный тягомер, командный сигнал, диаграмма импульсного режима.

Анализ состояния проблемы

Имеющиеся результаты исследования рабочих процессов жидкостных ракетных двигателей малой тяги (ЖРДМТ) на жидких самовоспламеняющихся компонентах топлива АТ+НДМГ на импульсных режимах включений связаны, во-первых, с проблемой обеспечения высокой экономичности, поскольку по мере уменьшения длительности командного сигнала удельный импульс ЖРДМТ на этих режимах быстро снижается по сравнению с непрерывным режимом. Кроме того, в последнее время все большую актуальность приобретает исследование импульсных режимов работы ЖРДМТ в связи с силовым, тепловым и загрязняющим воздействием струй этих ЖРДМТ на элементы конструкции, приборы и солнечные батареи космических аппаратов.

Проведенные исследования показывают, что всю совокупность протекания рабочих процессов по времени с момента подачи управляющего сигнала (напряжения на электромагнитных клапанах по линиям «О» и «Г») можно разделить на следующие стадии (рис. 1):

1. Открытие клапанов и заполнение заклапанных полостей.
2. Предпламенные процессы, характеризующиеся задержкой воспламенения.
3. Выход на установившийся режим (передний фронт импульса).
4. Работа на установившемся режиме.

5. Этап выключения двигателя (задний фронт импульса).

Проблема влияния заклапанных полостей на работу ЖРДМТ изучалась в работах А.Е. Жуковского, В.Е. Нигодюка, А.Р. Мироненко, В.Е. Окорочковой. В частности, рассматривались вопросы влияния нестационарности входных параметров на удельные и динамические характеристики ЖРДМТ. Было установлено, что колебания давления и расхода, возникающие в трубопроводах при включении и выключении двигателя, приводят к изменению формы импульса давления в камере сгорания. Колебания расхода при этом могут привести к неустойчивости соотношений компонентов топлива в импульсе.

Этап задержки воспламенения наиболее изучен, поскольку он оказывает весьма большое влияние на величину удельного импульса. Ему уделили большое внимание ряд как отечественных (Дубинкин Ю.М., Левин В.Я., Нигодюк В.Е. [1], Сиволодский Е.А.), так и зарубежных авторов (Сименс Т. и Вэнпи М. [2], Петерсон Дж [3], Trinks Н. [4]). В этих работах рассматривалась как физика процессов самовоспламенения, в том числе в вакууме, так и влияние различных конструктивных и режимных факторов на период задержки самовоспламенения.

Процессы на третьей стадии изучены сравнительно мало, отечественных работ, посвященных непосредственно этой стадии, не обнаружено. В работах Левина В.Я. и Ни-

годюка В.Е. указывается на возможность резких забросов давления на переднем фронте, однако не приводится практически никаких сведений о физических процессах, вызывающих эти забросы. В работах Жуковского А.Е. и Окорочковой В.М. косвенно затрагивается эта проблема в связи с взаимодействием переходных процессов в камере сгорания и динамических процессов в системе топливоподачи и высказано предположение, что забросы давления на переднем фронте вызываются переходными процессами в подводящих трубопроводах.

Пятый этап довольно подробно рассмотрен в работе В.Г. Заботина, а также в работе [5]. Установлена ведущая роль на этой стадии сначала выгорания топлива из клапанных полостей, а затем, после прекращения горения в связи с уменьшением температуры – испарения жидкой пленки с поверхности стенок камеры сгорания и сопла.

В целом результаты перечисленных работ показывают, что характер протекания рабочих процессов в ЖРДМТ при импульсных режимах включений определяется совокупностью большого числа факторов, основными из которых являются: объемы клапанных полостей по линиям «О» и «Г», схема смесеобразования, объем камеры сгорания, кинетические характеристики топлива, динамические характеристики управляющих электромагнитных клапанов двигателя, характер протекания динамических процессов в системе топливоподачи при включении и выключении ЖРДМТ. Однако отсутствуют какие-либо обобщающие результаты, позволяющие определить для конкретного двигателя параметры рабочего процесса на импульсных режимах включений. В частности, наиболее распространенной до настоящего времени остается термодинамическая модель импульса типа модели Петерсона [3]. В работе [6] делается попытка включения в модель импульса более детального учета основных рабочих процессов, однако в ней отсутствует учет кинетических процессов преобразования жидких компонентов топлива в газообразные продукты сгорания, а также учет механизма формирования жидкой пленки и жидких капель в процессе включения и выключения ЖРДМТ. Эти факторы учитываются в модели импульса ЖРДМТ,

реализованной в виде программного комплекса CONTAM III [7], однако каких-либо сведений о самой модели, позволяющих судить о степени ее общности и адекватности, в [7] не приводится.

В целом результаты анализа показывают, что имеющиеся в литературе результаты носят в основном качественный характер, являются недостаточно полными и надежными, не позволяют делать количественные оценки основных факторов, определяющих формирование загрязняющей фазы с учетом конструктивных и режимных характеристик конкретных штатных двигателей. При этом практически отсутствуют результаты исследования для штатных ЖРДМТ различной размерности. Поэтому основная цель данного исследования заключалась в выявлении рабочих процессов, определяющих динамические характеристики штатных ЖРДМТ тягой от 12 до 130 Н при импульсных режимах включений. Информация об этих процессах необходима для лучшего понимания физической природы этих рабочих процессов, формирования на этой основе их физико-математических моделей для решения актуальных проблем, связанных с совершенствованием энергетических и динамических характеристик существующих и разработкой перспективных ЖРДМТ, а также снижения загрязняющего воздействия струй штатных ЖРДМТ на элементы конструкции, оптические элементы датчиков и солнечные батареи космических аппаратов.

Методика и результаты экспериментального исследования

Экспериментальное исследование проводилось в научно-исследовательском центре космической энергетики (далее НИЦ КЭ) СГАУ (ранее ОНИЛ-2) с целью получения информации о рабочих процессах при импульсных режимах включений ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива АТин и НДМГ. Объектом исследования являлись штатные ЖРДМТ тягой 12 Н и 130 Н со струйной и струйно-центробежными системами смесеобразования. Номинальное входное давление в топливных магистралях составляло 1.5 МПа, коэффициент избытка окислителя $\alpha_{ок} = 0.6$. Характерные временные параметры ($\tau_{з.в.}$, τ_{01} , τ_{09}) определялись по

экспериментальным зависимостям давления $p_{\text{вх}}^0, p_{\text{вх}}^r$ в магистралях компонентов на входе в сопло $p_k(\tau)$, а также записей напряжения $U_{\text{кл}}(\tau)$ и токов $J_{\text{кл}}^0(\tau)$ и $J_{\text{кл}}^r(\tau)$ на управляющих клапанах в процессе включения и выключения ЖРДМТ (все перечисленные параметры показаны на рис. 1). При получении информации о динамике процессов в камере сгорания ЖРДМТ при импульсных режимах включения основная проблема заключалась в обеспечении высоких динамических характеристик используемых средств измерения, причем в целях обеспечения достоверности желательнее одновременное использование не менее двух независимых каналов измерений. В качестве таких каналов в данном исследовании использовался канал измерения давления в камере сгорания и канал измерения тяги с помощью активного тягомера. Принцип измерения тяги активным тягомером основан на измерении силового воздействия струи на ловушку, помещаемую в эту струю. За счет снижения массы звена-преобразователя (в данном случае это жесткая мембрана, непосредственно воспринимающая силовое воздействие струи) достигается высокая собственная частота измерительного канала – порядка одного килогерца, существенно (примерно на порядок) превышающая собственную частоту канала измерения давления в камере сгорания.

Характерные результаты на примере

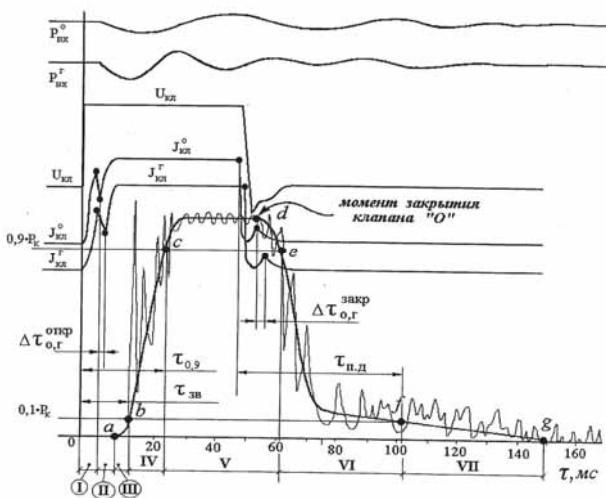


Рис. 1. Экспериментальная диаграмма для определения динамических параметров штатных ЖРДМТ (на примере ЖРДМТ тягой 12 Н со струйной схемой смесиобразования)

импульсного включения ЖРДМТ тягой 12 Н с длительностью командного сигнала $\tau_k = 0.05$ с показаны на рис. 1 и в основном сводятся к следующему:

- начало открытия клапанов происходит через 5 мс после подачи на них управляющего напряжения; сразу после начала открытия клапанов начинаются процессы движения компонентов по магистралям (это хорошо фиксируется по показаниям датчиков давления $p_{\text{вх}}^0, p_{\text{вх}}^r$, рис. 1) и заполнение заклапанных полостей; время полного открытия клапанов составляет 2 мс; таким образом, через 7 мс после подачи управляющего напряжения клапаны переходят в полностью открытое состояние;

- через 2 мс после полного открытия клапанов начинается повышение давления в камере сгорания; таким образом, динамические процессы, протекающие с момента начала открытия клапанов и включающие процессы открытия клапанов, заполнение заклапанных полостей и задержку воспламенения, занимают 4 мс; разновременность открытия и закрытия управляющих клапанов по линиям «О» и «Г» не обнаружена (в пределах точности экспериментального определения этих временных интервалов, равной 1 мс).

Далее излагаются результаты экспериментального исследования, относящиеся к переднему и заднему фронтам импульса (участки $a-c$ и $d-g$ на рис. 1), поскольку именно они определяют в основном процессы снижения удельного импульса и формирования загрязняющих компонент при включении и выключении ЖРДМТ. Детальное исследование, основанное на использовании активного тягомера, показало, что формирование переднего фронта импульса происходит в несколько стадий. Первая из этих стадий включает предпламенные процессы, которые длятся около 2 мс и приводят к линейному повышению давления в камере сгорания от начального, равного давлению в вакуумной камере, до уровня около $0.05 p_k$ (временной интервал $a-b$ на рис. 1).

Следующие стадии связаны с процессами преобразования в высокотемпературные продукты сгорания компонентов топлива, находившихся в камере сгорания к моменту их воспламенения. Эти процессы преобразования весьма динамичны, их харак-

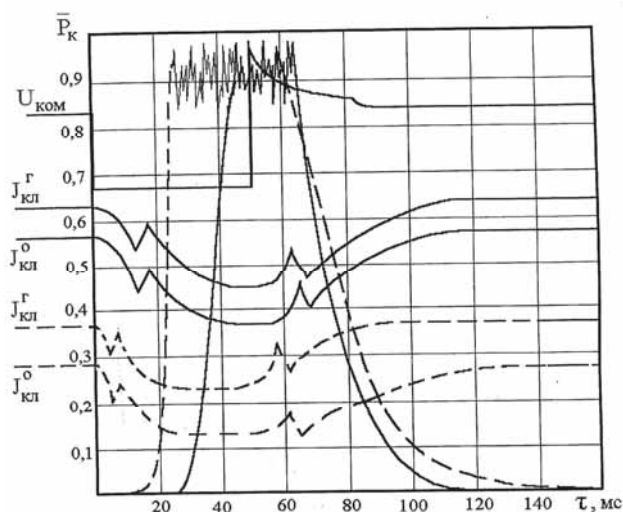


Рис. 2. Сравнение диаграмм импульсного режима включения штатных ЖРДМТ тягой 12 и 130 Н: длительность командного сигнала $\tau_{ком}=0.05$ с; пунктирные линии – ЖРДМТ тягой 12 Н; сплошные линии – ЖРДМТ тягой 130 Н

терное время не превышает 1...2 мс. Они имеют взрывной характер, при этом давление в камере сгорания может превышать номинальное в несколько раз, в результате чего прекращается подача топлива из-за отсутствия перепада на форсунках, в связи с чем происходит истечение образовавшихся продуктов сгорания и быстрое снижение давления в камере сгорания, характерное время которого составляет 1...2 мс. В результате резкого снижения давления в камере сгорания возрастает расход компонентов, образующих следующую порцию, которая также взрывообразно превращается в продукты сгорания. Исследование показало, что передний фронт импульса формируется за счет 3-4 подобных стадий «взрыв» – «истечение» (временной интервал $b-c$, рис. 1).

Для интервала времени, соответствующего спаду давления в камере сгорания, можно выделить две стадии:

- первая стадия (участок $d-e$ на рис. 1) связана с процессом горения компонентов топлива, поступающих из заклапанных полостей, а также части топлива, находящегося на стенке в виде жидкой пленки;

- вторая стадия (участок $e-g$ на рис. 1) связана с процессом испарения жидкой пленки со стенки камеры сгорания и сопла.

Наличие жидкой пленки на стенках камеры сгорания и сопла вплоть до его среза является характерной особенностью работы

исследуемых ЖРДМТ в импульсных режимах работы. Видимая часть пленки вблизи среза сопла представляет собой жидкость с коричневатым оттенком с очень низким давлением насыщенных паров, не превышающим 0,15 мм рт. ст. Образованием пленки на стенке ЖРДМТ объясняется и различие в форме первого и последующих импульсов. Это различие проявляется в более интенсивных «забросах» давления на переднем фронте при втором и последующих за ним импульсах. По этой же причине на первом импульсе величина расходного комплекса в среднем по серии включений несколько меньше (на 3...5%), чем на втором и последующих импульсах.

Рассмотрим влияние размерности ЖРДМТ и схемы смесеобразования на динамические параметры на основе сравнения циклограмм ЖРДМТ тягой 12 и 130 Н при длительности командного сигнала $\tau_{ком}=0,05$ с (рис. 2).

Результаты сравнения показывают, что схема смесеобразования оказывает наиболее существенное влияние на задержку воспламенения и формирование переднего фронта импульса. Это влияние проявляется в том, что переход от струйной системы смесеобразования (со смешением компонентов в основном на стенке камеры сгорания) к системе смесеобразования с центральной двухкомпонентной форсункой приводит к увеличению задержки воспламенения с 5 мс у ЖРДМТ тягой 12 Н до 10...12 мс у ЖРДМТ тягой 130 Н, а время формирования переднего импульса (время набора давления от 0,1 до 0,9) увеличивается примерно в два раза (с 13 до 28 мс).

В то же время схема смесеобразования оказывает слабое влияние на форму заднего фронта импульса, что указывает на идентичность процессов образования жидкой пленки на стенке камеры сгорания и сопла, а также ее испарения как в ЖРДМТ тягой 12 Н, так и в ЖРДМТ тягой 130 Н. Это согласуется и с визуальными наблюдениями процесса формирования жидкой пленки в сверхзвуковой части сопла при импульсных включениях ЖРДМТ тягой 12 и 130 Н, которые показывают их достаточно близкую идентичность. Здесь же отметим результаты, связанные с ролью разновременности закрытия клапанов

на форму заднего фронта импульса. Выше уже отмечалось, что для ЖРДМТ тягой 130 Н задана разновременность закрытия клапанов 40 мс. Для ЖРДМТ тягой 12 Н эта задержка составляет 10 мс, при этом так же, как и для ЖРДМТ тягой 130 Н, клапан «О» закрывается позже клапана «Г». Тем не менее, существенное различие в разновременности закрытия клапанов не привело к заметному отличию в форме заднего фронта импульса, что позволяет сделать вывод о слабом влиянии этого фактора на форму заднего фронта импульса.

Влияние размерности ЖРДМТ проявляется в увеличении суммарного объема заклапанных полостей с 36 мм³ у ЖРДМТ тягой 12 Н до 282 мм³ у ЖРДМТ тягой 130 Н. С этим же фактором, очевидно, связано увеличение времени $\tau_{кл}$ (время с момента подачи напряжения до полного открытия клапана) с 7 до 15 мс соответственно для ЖРДМТ тягой 12 Н и ЖРДМТ тягой 130 Н.

Существенно различаются у сравниваемых ЖРДМТ времена выгорания топлива при опорожнении заклапанных полостей (время с момента закрытия клапанов до момента снижения давления в камере сгорания ниже 0,9 p_k). Если у ЖРДМТ тягой 12 Н время выгорания составляет около 6 мс, то у ЖРДМТ тягой 130 Н – около 30 мс. Первоначально было высказано предположение, что это может быть связано с более эффективным процессом горения компонентов топлива при опорожнении заклапанных полостей ЖРДМТ тягой 130 Н, поскольку объемы его заклапанных полостей по линиям «О» и «Г» обеспечивают соотношение компонентов, близкое к стехиометрическому, в то время как у ЖРДМТ тягой 12 Н объемы заклапанных полостей при его выключении формируют соотношение компонентов, далекое от стехиометрического (с $\alpha_{ок} \approx 0,2...0,3$). Однако более детальный анализ показал, что более вероятной причиной является различие в динамических характеристиках клапанов, которое проявляется в более быстром (на 22 мс) закрытии клапана «Г» после снятия напряжения у ЖРДМТ тягой 12 Н, чем у ЖРДМТ тягой 130 Н.

Таким образом, проведенное исследование позволило получить более детальную

физическую картину протекания рабочих процессов при импульсных режимах включения штатных ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива, а также выявить влияние на динамические характеристики схемы смесеобразования и размерности этих ЖРДМТ.

Библиографический список

1. Дубинкин, Ю.М. Проблемы организации рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей малой тяги [Текст] / Ю.М. Дубинкин, В.Е. Нигодюк // Изв. вузов. Авиационная техника. - 1993. - № 2. - С. 71-74.
2. Сименс, Т. Разработка фундаментальной модели самовоспламенения топлива в двигателях в условиях вакуума [Текст] / Т. Сименс, М. Вэнпи // Ракетная техника и космонавтика, 1967. - № 9. - С. 100-110.
3. Петерсон, Дж. Переходные процессы при запуске ракетных двигателей, работающих на самовоспламеняющемся двухкомпонентном топливе [Текст] / Дж. Петерсон // Исследование ракетных двигателей на жидком топливе. - М.: Мир, 1964. - С.427-438.
4. Trinks, H. Experimental Investigation on the Exhaust Plume Flow Fields of Various Small Bipropellant and Monopropellant Thrusters [Text] / H.Trinks, // AIA Paper, - No 87-1603, 1987.
5. Дренинг, С. Определение импульса последствия и его разброс для небольших ракетных двигателей [Текст] / С. Дренинг. // Астронавтика и ракетодинамика.-1970. - № 41.
6. Годлевский, В.Е. Моделирование переходных процессов в РДМТ с учетом реальной скорости выгорания топлива [Текст] / В.Е. Годлевский // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: межвуз. сб. науч. тр.: СГАУ. - Самара, 1994. - С.42-50.
7. Trinks, H. Experimental Investigation of Bipropellant Exhaust Plume Flowfield, Heating and Contamination, and Comparison with the CONTAM Computer Model Predictions [Text] / H.Trinks, R.E. Hoffman // AIA Paper, No 83-1447, 1983. pp.1-12.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF STAFF LTRE WITH HYPERGOLIC PROPELLANT UNDER IMPULSE ENGAGING CONDITIONS

© 2011 S. A. Shustov

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

The results of the experimental research of dynamic characteristics of staff LTRE with thrust from 10 N to 130 N with hypergolic propellant under impulse engaging conditions are described. The formation specific of front and behind impulse connected with explosive character of working procedure during 1 ms is defined. The influence of the LTRE volume upon the basic dynamic parameters is analyzed.

LTRE, combustion's delay, front and behind impulse, pressure sensor, active blast meter, command signal, impulse condition diagram.

Информация об авторах

Шустов Станислав Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shustov.st@yandex.ru. Область научных интересов: термогазодинамика двигателей летательных аппаратов.

Shustov Stanislav Alekseevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of aircraft engines department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: shustov.st@yandex.ru. Area of Research: thermo and gas dynamic of aircraft engines.

УДК 621.453

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ СТРУЙ ШТАТНЫХ ЖРДМТ НА МОДЕЛИ КОНСТРУКЦИИ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

© 2011 С. А. Шустов

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

Излагаются методика и результаты экспериментального исследования теплового воздействия струй штатных ЖРДМТ тягой от 10 до 100 Н на самовоспламеняющихся компонентах топлива как для непрерывных, так и для импульсных режимов включений. Описывается влияние основных термогазодинамических факторов на величину теплового воздействия как в ближней, так и дальней области струи относительно среза сопла ЖРДМТ.

ЖРДМТ, импульс, командный сигнал, струя, вакуумный газодинамический стенд, удельный тепловой поток, число Маха, течение от источника.

Анализ состояния проблемы

Исследованию особенностей процессов, связанных с тепловым воздействием струй ракетных двигателей на элементы конструкции КА, посвящен ряд работ как зарубежных [1,2], так и отечественных авторов [3, 4, 5].

Анализ этих работ показывает, что решение проблемы теплового воздействия струй жидкостных ракетных двигателей малой тяги (ЖРДМТ) связано с учетом следующих основных особенностей:

- сверх- и гиперзвуковой характер взаимодействия струи ЖРДМТ, истекающей в собственную внешнюю атмосферу (СВА), с элементами конструкции космического аппарата (КА), зависящий как от термогазодинамических параметров струи, так и от геометрии элементов конструкции в области взаимодействия струи ЖРДМТ с КА;
- возможная смена характера течения в струе (от сплошного до свободно-молекулярного) в области ее взаимодействия с элементами конструкции КА;
- работа ЖРДМТ как в непрерывных, так и импульсных режимах включений с различной скважностью, т.е. сочетанием длительности включения, длительности пауз между включениями и количества включений.

Поскольку применительно к отечественным штатным ЖРДМТ необходимая для учета этих особенностей информация практически отсутствует, потребовалось проведение специального экспериментального ис-

следования, результаты которого изложены ниже.

Результаты экспериментального исследования

Экспериментальное исследование проводилось в научно-исследовательском центре космической энергетики СГАУ (НИЦ КЭ СГАУ, ранее ОНИЛ-2 КуАИ) с целью получения информации о тепловом воздействии струй ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива АТин и НДМГ ЖРДМТ как на непрерывных, так и импульсных режимах включений. Эта информация необходима как для лучшего понимания физических процессов теплового воздействия струй ЖРДМТ на элементы космических аппаратов, так и для формирования физико-математических моделей этих процессов.

Объектами исследования являлись штатные ЖРДМТ тягой от 6 до 100 Н со струйной и струйно-центробежными системами смесеобразования. Номинальное входное давление в топливных магистралях составляло от 1.5 до 1.8 МПа, коэффициент избытка окислителя $\alpha_{ок} = 0.6$.

В данной работе излагаются результаты экспериментального исследования максимальной величины тепловых потоков, что соответствует «лобовому» воздействию струи ЖРДМТ на элементы конструкции космического аппарата, когда вектор скорости струи направлен перпендикулярно к элементу поверхности. Такая ситуация моделировалась обтеканием струей ЖРДМТ плоского торца цилиндра.

Схема проведения эксперимента по исследованию теплового воздействия струи ЖРДМТ на цилиндр с плоским торцом приведена на рис. 1.

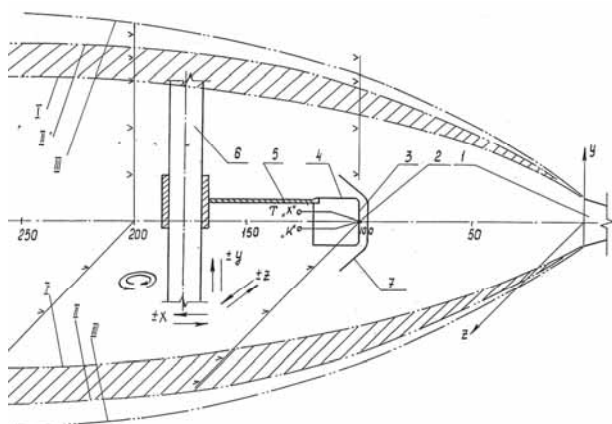


Рис. 1. Схема проведения эксперимента по тепловому воздействию струи штатного ЖРДМТ на цилиндр с плоским торцом

В струе продуктов сгорания, истекающих со сверхзвуковой скоростью из сопла ЖРДМТ 1, располагается приемник теплового потока, выполняемый в виде цилиндра 4. Толщина торца цилиндра изменялась в ходе экспериментов и составляла 0,2 и 0,5 мм. Цилиндр с диаметром 20 мм выполнен из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. К стенке торца цилиндра с внутренней стороны приварена термопара 2, изготовленная из хромель-копелевых проволочек диаметром 0,2 мм. Диаметр спая составлял 0,5 мм. Приемник теплового потока с помощью державки 5 располагается на стойке 6, установленной на координатнике, имеющем четыре степени свободы. Стойка теплоизолирована от приемника теплового потока. Экспериментальное определение тепловых потоков осуществлялось методом «тонкой стенки» с помощью измерения температуры внутренней поверхности пластины ΔT за фиксируемый промежуток времени $\Delta \tau$.

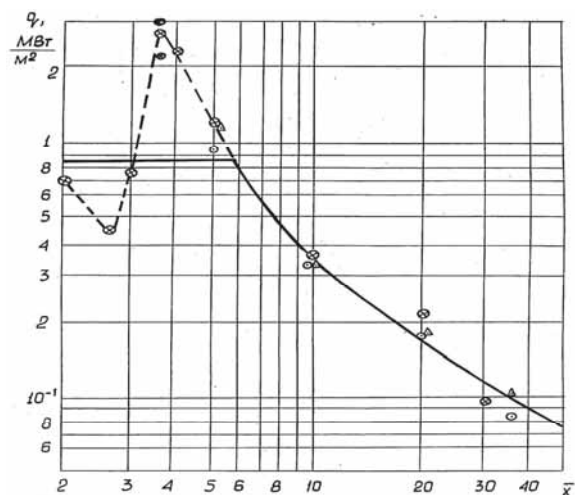
Оценка величины теплового потока q проводится по формуле

$$q = \zeta \delta C_p \frac{\Delta T}{\Delta \tau}, \quad (1)$$

где ζ – плотность материала стенки, C_p – теплоемкость, δ – толщина стенки. Термопары перед испытаниями прошли индивидуальную градуировку в электрической печи в диапазоне температур от 0 до 800°C. Регист-

рация измеряемой температуры осуществлялась одновременно на шлейфовом осциллографе и ЭВМ.

Влияние расстояния от приемника до сопла на величину теплового потока в осевой зоне струи показано на рис. 2. В эксперименте, результаты которого приведены на рисунке, в качестве источника струи использовался штатный ЖРДМТ тягой 6 Н на самовоспламеняющихся компонентах топлива. В исследованном диапазоне расстояний ($x = 5 \dots 400$ мм) величина q изменяется от 3 до 0,1 МВт/с. Наиболее сильное влияние координаты x проявляется в области влияния среза сопла. В диапазоне $2 \leq \bar{x} \leq 6$ наблюдается существенная немонотонность зависимости $q(\bar{x})$, обусловленная немонотонным изменением числа Маха (см. рис. 2). В этой области существенную роль играет двухмерный характер течения в струе, обусловленной влиянием ударно-волновой структуры, источником которой является сопло. При $\bar{x} \geq 6$ величина q монотонно уменьшается по мере увеличения \bar{x} , что обусловлено расширением струи. В этой области влияние двухмерного характера течения несущественно и можно использовать модель течения от источника. В рамках такого подхода была разработана численная модель теплового воздействия струи ЖРДМТ на элемент поверхности, расположенный перпендикулярно вектору скорости струи. Результаты сравнения расчетной и экспериментальной зависи-



○ – $\delta = 0.2$ мм, Δ – $\delta = 0.5$ мм; \square – $\delta = 0.15$ мм
— результаты расчета

Рис. 2. Сравнение экспериментальных и расчетных результатов по тепловому воздействию на торец цилиндра струи штатного ЖРДМТ 6Н

мостей, приведенные на рис. 2, свидетельствуют об их удовлетворительном согласовании.

На основе полученных результатов была разработана полуэмпирическая методика теплового воздействия струй ЖРДМТ на элементы конструкции КА.

В основу данной методики положена модель теплового воздействия при «лобовом» воздействии струи ЖРДМТ в области сплошного течения на стационарном режиме включения (при «лобовом» воздействии вектор скорости струи и нормаль к поверхности тела в точке взаимодействия совпадают). Эта модель позволяет получить величину максимальной величины теплового воздействия.

Методика перехода от «лобового» к «боковому» характеру теплового воздействия при несовпадении вектора скорости струи и нормали к поверхности тела в точке взаимодействия в области сплошного течения на стационарном режиме включения ЖРДМТ изложена в [1].

Анализ показывает, что для определения теплового воздействия в области сплошного течения в струе ЖРДМТ можно применять приближение пограничного слоя. При таком подходе тепловой поток определяется параметрами обтекающей поверхность рабочего тела, температурой стенки, а также градиентом температуры на стенке, который, в свою очередь, зависит от характера течения (ламинарного, турбулентного или переходного) и параметров пограничного слоя. Величина теплового потока q_w вычисляется по формуле

$$q_w = \alpha(T^* - T_w), \quad (2)$$

где T^* - эффективное значение температуры; T_w - температура стенки; α - коэффициент теплоотдачи.

Температуру T^* называют также температурой восстановления и определяют по формуле

$$T^* = T_\infty \left(1 + r \frac{\gamma - 1}{2} M_\infty^2 \right), \quad (3)$$

где T_∞ , M_∞ - температура и число Маха в невозмущенной части струи ЖРДМТ, обтекающей тело; r - коэффициент восстановления, определяемый формулой

$$r = (T^* - T_e) / (T_\infty - T_e), \quad (4)$$

где индекс «e» относится к параметрам потока на границе между пограничным слоем и невязким течением.

При сплошном (континуумном) характере течения в струе в отсутствие интерференции ударных волн, отраженных от элементов КЛА величина коэффициента теплоотдачи α в формуле (2) будет определяться прежде всего характером течения в пограничном слое на поверхности обтекаемого тела. В общем случае характер течения при обтекании элемента конструкции КА в процессе воздействия на него струи ЖРДМТ может быть как ламинарным, так и турбулентным. Условие перехода от ламинарного к турбулентному характеру течения определяется при течении с градиентом давления с критическим числом Рейнольдса по местным характеристикам пограничного слоя. При выборе в качестве размера толщины потери энергии ν_T критическое число Рейнольдса определяется по зависимости

$$Re_{\nu_T} = \frac{u_1 \rho_1 \nu_T}{\eta^1}, \quad (5)$$

где индекс «1» относится к статическим параметрам потока на границе пограничного слоя.

Оценка характера течения на элементах поверхностей КЛА, обтекаемых струей ЖРДМТ, показывает, что характер течения, как правило, ламинарный. Это объясняется как низким диапазоном чисел Рейнольдса Re_{ν_T} для ЖРДМТ по сравнению с ЖРД больших тяг, так и быстрым уменьшением плотности продуктов сгорания ЖРДМТ в процессе расширения в струе, истекающей в СВА КА. В связи с этим в дальнейшем для расчета континуумного обтекания используется модель течения в ламинарном пограничном слое. Для учета влияния числа Кнудсена в переходной и свободномолекулярных областях используются зависимости работы [1], позволяющие определить поправочные коэффициенты, с помощью которых можно на базе модели сплошного течения учесть эффекты, связанные с влиянием нарушения сплошности рабочей струи в области её взаимодействия с элементами конструкции КА.

Изложенные выше результаты справедливы при отсутствии интерференции струи с элементами конструкции КА, а также при условии непрерывного режима включений ЖРДМТ ($\tau_{\text{и}} \geq 1$ с). При интерференции струй с корпусом КЛА или между собой, а также при импульсных режимах включений сложность расчета процесса теплового воздействия резко возрастает. В настоящее время отсутствуют надежные методы расчета теплового воздействия струй ЖРДМТ с учетом этих факторов. Разработка таких методов, а также проверка адекватности изложенной выше методики численного расчета параметров теплового воздействия струй ЖРДМТ требуют получения надежных экспериментальных данных.

Ниже излагаются результаты исследования, связанные с определением тепловых потоков при воздействии струй ЖРДМТ для импульсных режимов включений.

Для определения величины удельного теплового потока на оси струи $q^{\text{имп}}(\bar{x})$ при импульсных режимах включений была получена экспериментальная зависимость

$$q^{\text{имп}}(\bar{x}, \tau_{\text{вкл}}) = q(\bar{x}) \cdot \bar{q}(\tau_{\text{вкл}}). \quad (6)$$

Зависимость $q(\bar{x})$ в уравнении (6) характеризует удельный тепловой поток для непрерывного режима включений, а зависимость $\bar{q}(\tau_{\text{вкл}})$ характеризует влияние длительности включения $\tau_{\text{вкл}}$ на уменьшение удельного теплового потока при импульсных режимах включений по сравнению с непрерывным режимом.

Экспериментальная зависимость $\bar{q}(\tau_{\text{вкл}})$ представлена на рис. 3. Для её аналитического описания используются следующие зависимости:

$$\bar{q}(\tau_{\text{вкл}}) = 0.293 + 1.87 \tau_{\text{вкл}} - 1.04 \tau_{\text{п}} + 0.127 n \quad \text{при } (0.02 \text{ с} \leq \tau_{\text{вкл}} \leq 0.05 \text{ с}), \quad (7)$$

$$\bar{q} = 0.538 + 0.480 \tau_{\text{вкл}} - 0.466 \tau_{\text{п}} + 0.137 n \quad \text{при } (0.05 \text{ с} \leq \tau_{\text{вкл}} \leq 0.1 \text{ с}). \quad (8)$$

В зависимостях (7), (8) $\tau_{\text{вкл}}$ – длительность командного сигнала, $\tau_{\text{п}}$ – длительность паузы между импульсами, n – количество импульсов. Для получения этих аппроксимирующих зависимостей была использована технология дробного факторного эксперимента.

Таким образом, полученные в данной работе результаты позволяют существенно повысить точность определения теплового

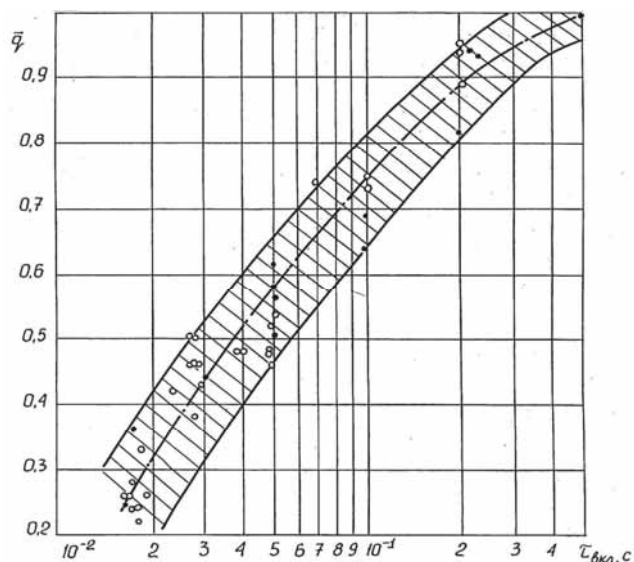


Рис. 3. Результаты экспериментального определения зависимости относительного удельного теплового потока \bar{q} от длительности единичных включений:

○ - эксперимент при $\bar{x} = 5$; ● - эксперимент при $\bar{x} = 20$ ($\alpha_{\text{ок}} = 0.6$, $p_{\text{вх}}^{\text{о.с.}} = 14 \text{ атм}$)

воздействия струй ЖРДМТ на элементы конструкции КА и на этой основе обеспечить надежность их функционирования.

Библиографический список

1. Мейер, Э. Тепловое воздействие ракетного двигателя на плоскую поверхность [Текст] / Э. Мейер, Р. Прикетт // Аэрокосмическая техника. - 1988. - № 4. - С. 36-41.
2. Мэддокс, А.Р. Взаимодействие недорасширенных струй с примыкающими поверхностями [Текст] / А.Р. Мэддокс // Ракетная техника и космонавтика. - 1968. - № 7. - Т.6 – С. 187-195.
3. Тепловое воздействие свободно расширяющейся струи газа на плоскую преграду [Текст] / [В.М. Антохин и др.] // Изв. АН СССР, Механика жидкости и газа. - 1981. - № 2. - С.169-175.
4. Тепловое воздействие сильно недорасширенных струй на элементы конструкции аппаратов сложной формы [Текст] / Ю.П. Балашов, Ю.Н. Герасимов, Б.П. Плотников [и др.] // Изв. АН СССР, Механика жидкости и газа. - 1980. - №1. - С.113-119.
5. Исследование теплового воздействия сильно недорасширенной газовой струи на плоскую поверхность [Текст] / [А.А. Васильев и др.] // Тр. IV Всесоюз. конф. по динамике разреженного газа и молекулярной газовой динамике. - М.: ЦАГИ, 1977. - С. 636-642.

**EXPERIMENTAL RESEARCH OF THERMAL YET INFLUENCE OF STAFF LTRE
UPON THE CONSTRUCTION MODELS OF AIRSPACE DEVICES**

©2011 S. A. Shustov

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

The methods and results of experimental research of thermal yet influence of staff LTRE with thrust from 10 N to 100 N with hypergolic propellant under continuous and impulse engaging conditions are expounded. The influence of basic thermo gas and dynamic factors on the thermal influence dimension in the near and far yet part relative to the nozzle cut is described.

LTRE, impulse, command signal, yet, vacuum gas and dynamic test bench, specific thermal stream, Mach's number, source stream.

Информация об авторах

Шустов Станислав Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shustov.st@yandex.ru. Область научных интересов: термогазодинамика двигателей летательных аппаратов.

Shustov Stanislav Alekseevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of aircraft engines department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: shustov.st@yandex.ru. Area of Research: thermo and gas dynamic of aircraft engines.

УДК 629.7

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВА ВТУЛОЧНЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ИЗ ПРОВОЛОЧНОГО МАТЕРИАЛА

©2011 Г. В. Лазуткин¹, Ф. В. Паровай², А. А. Тройников²

¹Самарский государственный университет путей сообщения

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

Рассмотрены основные вопросы производства втулок из МР. Предложен метод расчёта динамических и потребных упругогистерезисных характеристик втулочных виброизоляторов. Сформированы основные подходы к оценке технологической стабильности процессов производства и испытаний виброизоляторов.

Материал МР, проволочная спираль, заготовка, упругодемпфирующий элемент, виброизолятор, упругогистерезисные характеристики, обобщенные динамические характеристики на резонансе (ОДХр), технологическая стабильность.

Анализ литературы по вопросам применения виброизоляторов в современной технике показал, что за последние годы условия её эксплуатации заметно усложнились. Для газотурбинных авиационных двигателей и ракетно-космической техники характерно наличие широкого диапазона частот динамического возбуждения (от 1 Гц до 10 кГц), больших вибрационных, ударных и линейных ускорений (до 10^3 м/с² и более), которые зачастую носят случайный характер. Вместе с тем в процессе эксплуатации виброзащитные системы (ВС) могут находиться в условиях воздействия высоких и низких температур (от 4 до 398К), вакуума, радиации, интегрального солнечного излучения, агрессивных сред и т. п.

Поэтому цельнометаллические виброизоляторы на основе проволочного материала МР, и особенно высокочастотные виброизоляторы втулочного типа, оказываются наиболее эффективным средством поглощения интенсивных вибрационных и ударных нагрузок.

Как известно, материал МР представляет собой пористую волокнистую структуру, получаемую холодным прессованием проволочных спиралей в окончательные по форме и размерам детали. В качестве исходного материала для изготовления МР применяется металлическая проволока различных марок и диаметров, определяемых условиями работы детали из МР: температурным режимом, наличием агрессивной среды, характером приложения нагрузки.

Технологические процессы изготовления изделий из материала МР [1] основаны на навивании, дозировании и растягивании спирали до шага, равного диаметру спирали, формировании спирали в заготовку, которая помещается в пресс-форму и подвергается прессованию по форме готового изделия. Такая технология является наиболее общей для производства упругодемпфирующих элементов (УДЭ) различных типов. Так, например, изготовление УДЭ в виде цилиндров, втулок, кубиков, шайб, мембран и т. п. включает в себя следующие основные операции.

Растянутые с шагом t_u отрезки спиралей диаметром d_u , свитых из проволоки диаметром δ_u , определенным образом укладывают в коврик (рис. 1) равномерными слоями, а затем складывают в ленту по линиям а-а, б-б (рис. 2) с нахлестом, равным 0,25 от ширины ленты, соответствующей потребной высоте заготовки H_3 . Как показывает опыт СГАУ, такой нахлест обеспечивает равномерное распределение массива спиралей в ленте, устраняя ее неравномерность за счет сбегания спиралей при их укладке на границах коврика. Таким образом, ширина коврика будет составлять $2,5H_3$ (см. рис. 1) при длине коврика и ленты L_3 . Ширина ленты будет равна высоте заготовки H_3 .

Изготовленная деталь с плотностью ρ_3^* является предзаготовкой УДЭ, которую можно перемещать в технологическом пространстве для реализации последующих операций или складировать без изменения формы и размеров.

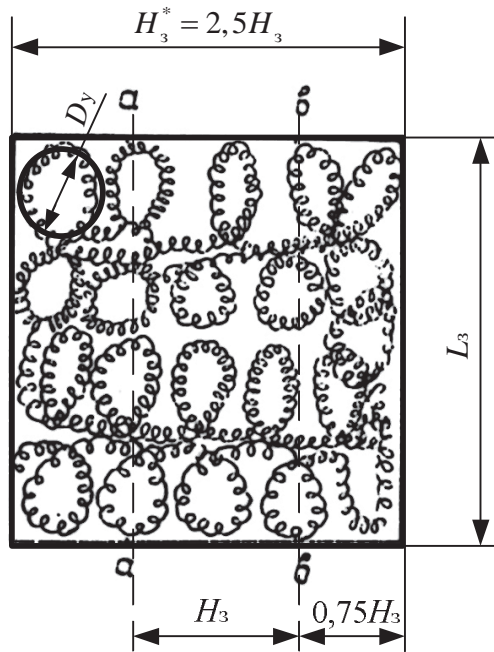


Рис. 1. Схема укладки спирали в коврик



Рис. 2. Схема формирования ленты из коврика

На следующем этапе производства УДЭ получают его заготовку с плотностью ρ_3 путем скатывания предзаготовки – ленты в рулон (рис. 3) на технологическом стержне с диаметром, близким к диаметру внутреннего отверстия в УДЭ. При этом осуществляется подпрессовка ленты от толщины h_3^* до необходимого размера h_3 (см. рис. 2), обеспечивающего заданный наружный диаметр рулона D_p . При необходимости рулон дополнительно опрессовывают обкатыванием до наружного диаметра заготовки $D_{нз}$ (см. рис. 3). Изготовленная таким образом заготовка может быть размещена в пресс-форме (рис. 4) при регламентируемых технологией незначительных изменениях ее размеров и

формы. Так, для обеспечения стабильности процесса прессования (рис. 5) наружный диаметр заготовки втулки $D_{нз}$ изготавливают обычно на (2-3)% больше внутреннего диаметра гильзы пресс-формы D_n^* , а внутренний диаметр заготовки втулки $D_{вз}$ (диаметр технологического стержня) на (2-3)% меньше внешнего диаметра иглы D_n^* пресс-формы или равным ему.

На заключительном этапе производства заготовку УДЭ, размещенную в пресс-форме, подвергают давлению прессования σ_n , получая при этом прессовку высотой H и плотностью ρ_k (рис. 5), после чего снижают давление прессования до нуля и извлекают прессовку УДЭ из пресс-формы, получая в результате готовое изделие высотой H_c и плотностью ρ_c .

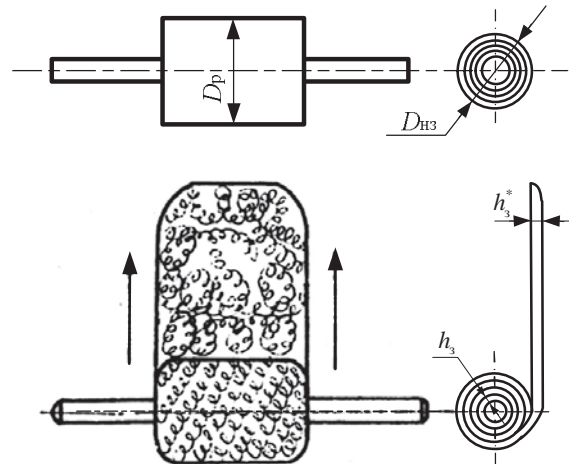


Рис. 3. Процесс скатывания ленты в рулон

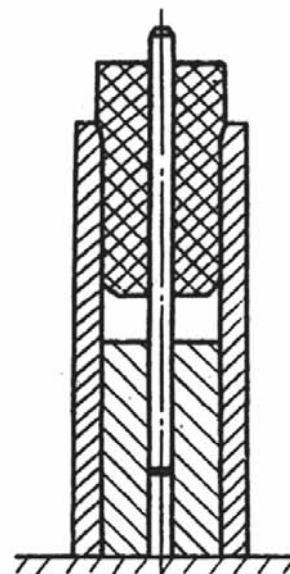


Рис. 4. Размещение заготовки в пресс-форме

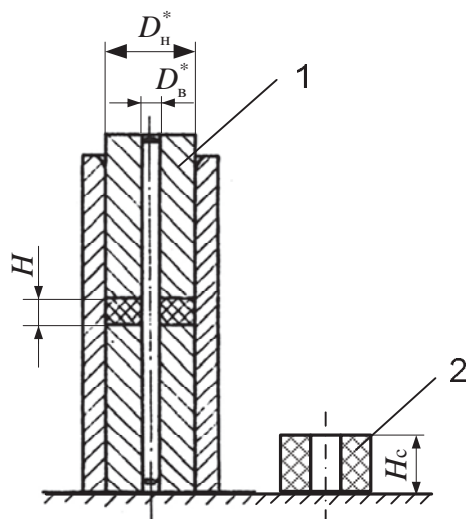


Рис. 5. Процесс прессования втулочного УДЭ:
1 – прессовка; 2 – готовый УДЭ

Свойства готовых втулочных УДЭ во многом определяются параметрами заготовок УДЭ (плотностями, высотами заготовок, их внутренними и внешними диаметрами, упругими свойствами проволок и т. п.), а также параметрами процессов прессования, связывающих давление прессования с высотами прессовок. От соотношения указанных параметров зависят упругое последствие прессовок, характеризующее упругие возможности материала МР, неравномерность распределения плотности материала по объему УДЭ и его прочностные свойства, которые определяют ресурс втулочных виброизоляторов в целом.

Выявление функциональных связей конструктивно-технологических параметров между собой на различных этапах изготовления изделий из МР является одной из са-

мых важных задач при создании методов проектирования наиболее рациональных конструкций УДЭ и технологического процесса их изготовления.

В частности, как показано в работе [2], зависимости для определения величин плотностей предзаготовки, заготовки УДЭ, прессовки, готовой втулки, можно записать в виде:

$$\rho_3^* = \frac{M_c}{L_3 H_3 h_3^*}; \rho_3 = \frac{4M_c}{\pi(D_H^2 - D_B^2)H_3};$$

$$\rho_c = \frac{4M_c}{\pi(D_H^2 - D_B^2)H_c} = \rho_3 \frac{H_3}{H_c} = \rho_k \frac{H_k}{H_c}. \quad (1)$$

где длина ленты L_3 определяется выражениями [2]

$$L_{3,c} = 0,5\pi(D_H + D_B) \left(2,22\pi \frac{\rho_3}{\rho_B} + 0,5 \right)$$

или $L_3 \cong (6-8)(D_H - D_B)$, (2)

где $\rho_B = \frac{\pi^2 \rho_u}{4d_u^2}$ - плотность витка спирали;

$\bar{d}_u = \frac{d_u}{\delta_u}$ - относительный диаметр спирали.

В первом случае более детально учитываются геометрические характеристики спирали и УДЭ, а также плотность заготовки УДЭ ρ_3 , являющейся одним из главных параметров процесса изготовления изделий из МР.

В настоящей работе освещаются некоторые вопросы проектирования виброизоляторов втулочного типа ВВ и ВП (рис. 6).

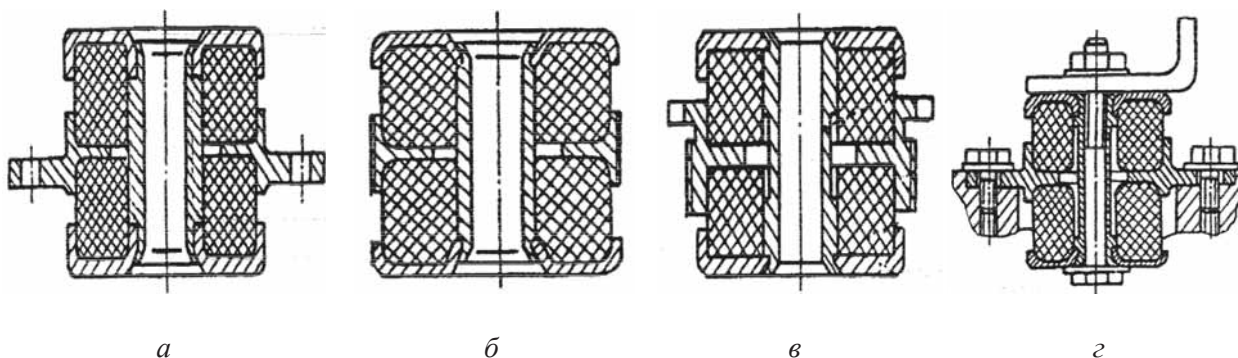


Рис. 6. Конструкции втулочных виброизоляторов типа ВВ, ВП:
виброизоляторы первого (а), второго (б) и третьего (в) поколений и схема монтажа виброизолятора третьего поколения с развитым крепёжным фланцем (г)

Основным документом при создании виброизоляторов служит техническое задание (ТЗ). Его содержание регламентируется существующей нормативно-технической документацией и охватывает комплекс технических требований, предъявляемых как к техническим характеристикам систем виброзащиты, так и к их виброизоляторам. Формирование основополагающих требований к механическим характеристикам разрабатываемой конструкции виброизолятора, как правило, осуществляется на основе теоретического анализа всех требований и ограничений, приведенных в ТЗ [3].

В процессе проектирования высокочастотных виброизоляторов втулочного типа главная роль обычно отводится выполнению требований ТЗ по вибрационным нагрузкам, с помощью которых определяются необходимые упругогистерезисных характеристик (УГХ). Выполнение же других требований ТЗ, в том числе и по ударным нагрузкам, осуществляется на основе принятия компромиссных решений.

При выборе требуемых УГХ проектируемых виброизоляторов широко применяются обобщенные динамические характеристики для резонансных режимов колебаний (ОДХр). В работе предлагается метод расчета потребных УГХ создаваемых низкочастотных виброизоляторов, основанный на:

- получении расчетных данных по ОДХр для различных типоразмеров виброизоляторов в виде зависимостей коэффициента передачи $\mu_p = \varphi_1(\xi_0)$ и безразмерной резонансной частоты $\nu_p = \varphi_2(\xi_0)$ от безразмерной амплитуды возбуждения ξ_0 (рис. 7);

- аппроксимации ОДХр в рекомендуемой рабочей зоне полиномами, дробно рациональными функциями или другими удобными для аппроксимации функциями;

- установлении расчётных рабочих зон безразмерных возбуждающих нагрузок $\{\xi_{0,1}; \xi_{0,2}\}$ в зависимости от существующих ограничений по интенсивности резонансных колебаний;

- выборе наиболее рациональной рабочей зоны виброизолятора исходя из сопоставления коэффициентов запаса расчётных рабочих зон с рекомендуемыми;

- определении требуемых значений коэффициентов подобных преобразований T_n, a_n для УГХ проектируемого виброизолятора

по заданным значениям коэффициентов передачи μ_p , резонансных частот f_p с учетом других ограничений, заданных в ТЗ, и результатов работы [4].

- выбор рациональных конструктивно-технологических параметров $z_p \forall \rho \in [1 \dots 12]$ с помощью имеющихся зависимостей $T_n = \varphi_T(z_p)$ и $a_n = \varphi_a(z_p)$ [5].

На рис. 7 для виброизоляторов втулочного типа из материала МР приведены результаты расчетов ОДХр и различных вариантов их аппроксимации при кинематическом способе возбуждения ВС массой M с постоянной амплитудой виброперемещения a_c . Заметим, что аналогичным образом можно получить зависимости и для кинематического способа возбуждения с постоянными амплитудами виброускорения, виброскорости, и более сложных законов изменения возбуждающей нагрузки от частоты, в том числе и для ШСВ [3].

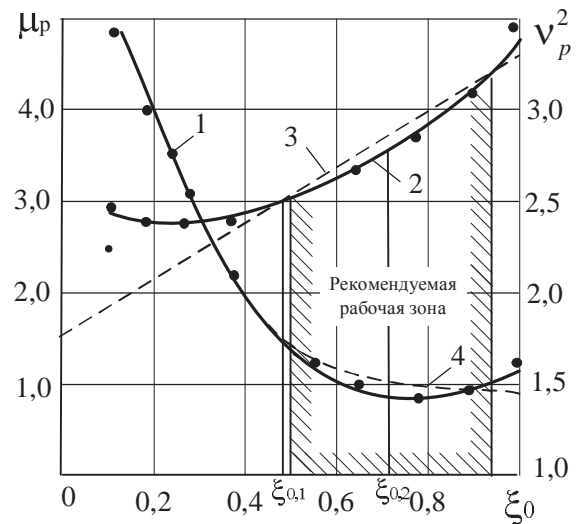


Рис. 7. ОДХр втулочных виброизоляторов: ● - расчетные значения; 1,2 – соответственно, аппроксимация μ_p и ν_p^2 полиномами второй степени; 3, 4 - соответственно аппроксимация μ_p полиномами первой степени и ν_p^2 - дробно-рациональной функцией

Аппроксимируя расчетные данные для втулочных виброизоляторов-прототипов (см. рис. 7) полиномами второй степени, получим

$$\begin{aligned} \mu_p &= 2,74 + 3,3(\xi_0 - 0,18)^2; \\ \nu_p^2 &= 1,37 + 4,8(\xi_0 - 0,78)^2. \end{aligned} \quad (3)$$

Учитывая подобие по УГХ проектируемых типоразмеров виброизоляторов, а также, что $\xi_0 = \frac{a_c}{a_n}$ и $v_p^2 = \frac{4\pi^2 f_p^2 M a_n}{T_n}$, где

T_n и a_n - коэффициенты подобных преобразований проектируемых виброизоляторов, f_p [Гц] – заданная в ТЗ резонансная частота ВС, запишем

$$a_n = \frac{a_c}{0,18 + \sqrt{\frac{\mu_p - 2,74}{3,3}}};$$

$$T_n = \frac{4\pi^2 f_p^2 M a_n}{1,37 + 1,73 \left(1 - \sqrt{\frac{\mu_p - 2,74}{1,19}}\right)^2}. \quad (4)$$

В процессе дальнейшего проектирования необходимо согласовать конструкторские размеры УДЭ и требуемые коэффициенты подобных преобразований УГХ виброизоляторов T_n , a_n с технологическими параметрами материала МР в УДЭ.

В настоящее время методом обобщённых переменных установлены функциональные связи коэффициентов $T_n(z_p)$ и $a_n(z_p)$ с конструктивно – технологическими параметрами $z_p \in [1,12]$ УДЭ и материала МР [5] в виброизоляторах типа ВВ (ВП) (см. рис. 6).

$$a_n = K_1 \bar{\sigma}_{ти} H_c (1,1 + 0,2\bar{\Delta}_0 - 0,9\bar{\Delta}_0^2) \times \quad (5)$$

$$\times (0,64 - \bar{\rho}_c)(0,2 - \bar{\rho}_3)(20 + \bar{d}_u);$$

$$T_n = K_2 \bar{\sigma}_{ти} S (0,8 - 2,3\bar{\Delta}_0 + 3,4\bar{\Delta}_0^2) \times \quad (6)$$

$$\times (\bar{\rho}_c - 0,03)(\bar{\rho}_3 + 0,02)(23 - \bar{d}_u),$$

где K_1 и K_2 - согласующие постоянные, зависящие от способа изготовления заготовок УДЭ. Для виброизоляторов типа ВВ $K_1 = 2,02$; $K_2 = 17,6 \cdot 10^{-5}$. Для виброизоляторов типа ВП $K_1 = 2,52$; $K_2 = 13,3 \cdot 10^{-5}$ при условии выбора в формулах (5) и (6) средних значений величин $\bar{\rho}_3 = 0,0625$; $\bar{d}_u = 10$; $\bar{\sigma}_{ти} = 0,006$ и только $\bar{\rho}_c = \text{var}$.

Причем

$$\frac{\sigma_{ти}}{E_n} = \bar{\sigma}_{ти}; \bar{\rho}_c = \frac{\rho_c}{\rho_n}; \bar{\rho}_3 = \frac{\rho_3}{\rho_n}; \bar{d}_u = \frac{d_u}{\delta_n}; \bar{\Delta}_0 = \frac{\Delta_0}{Y_d}.$$

При этом рациональные изменения безразмерных технологических параметров в фор-

мулах (5) и (6) и их средние значения составляют

$$\bar{\Delta}_0 = (0,6 \dots 0,4) = 0,5;$$

$$\bar{\rho}_c = (0,1 \dots 0,4) = 0,15;$$

$$\bar{\rho}_3 = (0,03 \dots 0,09) = 0,0625;$$

$$\bar{d}_u = (5 \dots 15) = 10;$$

$$\bar{\sigma}_{ти} = (0,0065 \dots 0,0055) = 0,006.$$

Одним из важных вопросов является обеспечение технологической стабильности изготавливаемых виброизоляторов и их испытаний. Перепишем формулы (3) в виде

$$\mu_p = 2,74 + 3,3 \left(\frac{a_c}{a_n} - 0,18\right)^2, \quad (7)$$

$$f_p^2 = \frac{T_n}{4\pi^2 a_n M} \left[1,37 + 4,8 \left(\frac{a_c}{a_n} - 0,78\right)^2\right]. \quad (8)$$

Воспользовавшись известным подходом (см., например, [6]) к оценке разброса значений μ_p и f_p как некоторых случайных величин, получим:

$$\Delta \mu_p = 6,6 \frac{\Delta a_n}{a_n} \left(\frac{a_c}{a_n} - 0,18\right) \sqrt{1 + \frac{a_n^2}{a_c^2}},$$

$$\Delta f_p^2 = \sqrt{(\Delta f_{p,1}^2)^2 + (\Delta f_{p,2}^2)^2 + (\Delta f_{p,3}^2)^2 + (\Delta f_{p,4}^2)^2},$$

где

$$\Delta f_{p,1}^2 = \frac{\Delta T_n}{4\pi^2 a_n M} \left[1,37 + 4,8 \left(\frac{a_c}{a_n} - 0,78\right)^2\right],$$

$$\Delta f_{p,2}^2 = -\frac{\Delta M T_n}{4\pi^2 a_n M^2} \left[1,37 + 4,8 \left(\frac{a_c}{a_n} - 0,78\right)^2\right],$$

$$\Delta f_{p,3}^2 = -\frac{\Delta a_n T_n}{4\pi^2 a_n^2 M} \left[1,37 + 4,8 \left(\frac{a_c}{a_n} - 0,78\right)^2 + 9,6 \frac{a_c}{a_n} \left(\frac{a_c}{a_n} - 0,78\right)\right],$$

$$\Delta f_{p,4}^2 = \frac{2,4 \Delta a_c T_n}{\pi^2 a_n M} \left(\frac{a_c}{a_n} - 0,78\right)^2.$$

Здесь Δa_n , ΔT_n , ΔM , Δa_c – малые отклонения величин a_n , T_n , M , a_c соответственно. Поступая аналогичным образом, можно определить с помощью формул (1), (2), (5), (6) соответствующие отклонения величин ΔT_n и Δa_n в зависимости от существующих или назначаемых допусков на параметры, входящие в вышеуказанные формулы. Полу-

ченные таким образом зависимости являются эффективным средством анализа чувствительности технологических процессов изготовления и испытаний виброизоляторов к отклонениям их параметров. Это позволяет обоснованно назначить допуски на значения величин соответствующих параметров a_c , M , H_c , ρ_z , ρ_c , d_u , δ_u и др. в зависимости от требований, предъявляемых к качеству выпускаемой продукции.

Библиографический список

1. Тройников, А.А. Вопросы технологии изготовления упруго-демпфирующих элементов из материала МР [Текст] / А.А. Тройников, А.Д. Пичугин // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов: сб. науч. тр. Вып. 8. – Куйбышев: КуАИ, 1981. – С. 101-112.
2. Лазуткин, Г.В. Формирование изделий из упругодемпфирующего материала МР для агрегатов и систем транспортной техники [Текст] / Г.В. Лазуткин // Вестник транспорта Поволжья - 2010. - №4(24). – С. 82-90.

3. Лазуткин, Г.В. Динамика виброзащитных систем с конструкционным демпфированием и разработка виброизоляторов из проволоочного материала МР [Текст] / Г.В. Лазуткин. – Самара: СамГУПС. – 2010. – 291 с.

4. Тройников, А.А. К вопросу об упруго-демпфирующих свойствах материала МР [Текст] / А.А. Тройников, В.Н. Трубин, Г.В. Лазуткин // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов: сб. науч. тр. Вып. 2. – Куйбышев: КуАИ, 1975. – С. 60-65.

5. Бузицкий, В.Н. Расчёт втулочных амортизаторов из материала МР, работающего на сжатие [Текст] / В.Н. Бузицкий, А.А. Тройников // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов: сб. науч. тр. Вып. 3. – Куйбышев: КуАИ, 1976. – С. 15-21.

6. Фролов, Г.Н. Точность изготовления упругих элементов приборов [Текст] / Г.Н. Фролов. – М.: Машиностроение, 1966. – 176 с.

SOME QUESTIONS OF DESIGNING AND MANUFACTURE OF WIRE MATERIAL HUB DAMPFERS

©2011 G. V. Lazutkin¹, F. V. Parovay², A. A. Troynikov²

¹ Samara State University of Transport

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

The basic questions of manufacture of hubs from MR are considered. The method of calculation dynamic and necessary elastic-hysteresis characteristics of hub dampfers is offered. The basic approaches to an estimation of technological stability of manufacture processes and dampfer tests are generated.

MR material, wire coil, billet, elastic dampfer element, dampfer, elastic-hysteresis, generalized dynamic characteristics at resonance, technological stability.

Информация об авторах

Лазуткин Геннадий Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Инженерная графика», Самарский государственный университет путей сообщения. Тел.: 8-927-604-56-70. E-mail: ig@samiit.ru. Область научных интересов: механика.

Паровой Фёдор Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 334-43-23. E-mail: parovai@mail.ru. Область научных интересов: конструирование и производство виброизоляторов из материала МР.

Тройников Александр Александрович, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник отраслевой лаборатории «Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика

С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-46-84. E-mail: vibro-mr@mail.ru. Область научных интересов: конструирование виброизоляторов из материала МР, характеристики материала МР.

Lazutkin Gennadiy Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Samara State University of Transport. Phone: 8-927-604-56-70. E-mail: ig@samiit.ru. Area of research: Mechanics.

Parovay Fedor Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 334-43-23. E-mail: parovai@mail.ru. Area of Research: designing and manufacture of dampers from MR material.

Troynikov Alexander Alexandrovich, Candidate of Technical Sciences, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 334-43-23. E-mail: vibro-mr@mail.ru. Area of Research: designing and manufacture of dampers from MR material, characteristics of MR material.

УДК 629.7

РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРУЖИННЫХ РАЗГРУЗОЧНЫХ И ПРОТИВОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ НА ОСНОВЕ МАТЕРИАЛА МР

©2011 Г. В. Лазуткин¹, Ф. В. Паровай², М.А. Петухова¹, А. А. Тройников²

¹Самарский государственный университет путей сообщения

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

Рассмотрены основные принципы конструирования и вопросы проектирования пружинных разгрузочных и противоударных устройств цельнометаллических многокомпонентных виброизоляторов на основе материала МР.

Многокомпонентный виброизолятор, расчётная схема, пружинное разгрузочное устройство, противоударное устройство, материал МР, упругая характеристика.

Анализ различных конструкций многокомпонентных виброизоляторов с применением материала МР [1,2] показывает, что пружинные разгрузочные устройства (ПРУ), выполненные на основе цилиндрических пружин, обеспечивают разгрузку упругодемпфирующих устройств (УДЭ) от излишней нагрузки, вызываемой весом ВС. Это позволяет при одинаковой конструкции УДЭ существенно повысить грузоподъемность виброизолятора в целом и, как следствие, понизить резонансную частоту и улучшить его виброзащитные характеристики. Использование пружин конического типа (рис. 1,а) в некоторой степени формирует грузоподъ-

емность виброизолятора, но их главная функция заключается в повышении энергоёмкости виброизолятора при его больших прогибах за счет увеличивающейся при этом жесткости конической пружины [1]. Аналогичную функцию выполняют противоударные элементы (рис. 1,в), вводимые в виброизоляторы как упругие ограничители хода. При этом методы расчета конструктивных параметров таких устройств неразрывно связаны с обеспечением ими выполнения заданных требований по статическим и динамическим нагрузкам, воздействующим на конструкцию виброизолятора в целом.

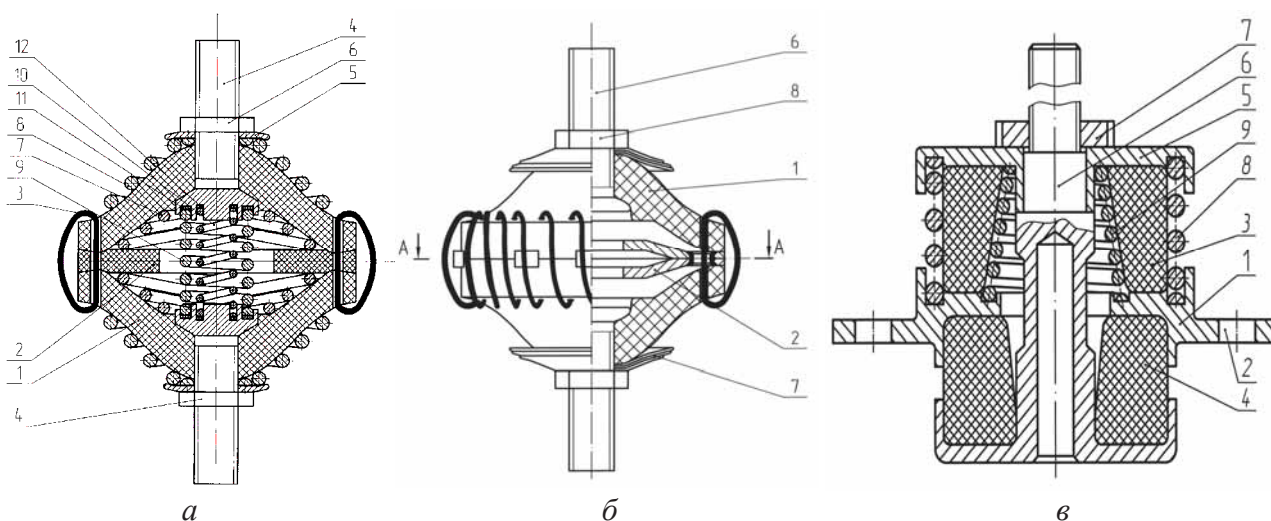


Рис. 1. Перспективные конструкции многокомпонентных виброизоляторов из материала МР

Опираясь на общую расчетную схему многокомпонентных виброизоляторов (см.

рис. 2), сформулируем основные конструктивные требования, предъявляемые к ПРУ:

- обеспечение требуемой несущей способности ПРУ (грузоподъемности или величины предварительного поджатия $G_{пр} = K_p G$, где K_p – коэффициент недогрузки ПРУ; $G = G_{пр} + G_v$, где G_v – часть

весовой нагрузки G , воспринимаемой виброизолятором - прототипом);

- обеспечение работоспособности ПРУ в пределах допускаемых прогибов $x_{с,н}^*$ и $x_{с,р}^*$.

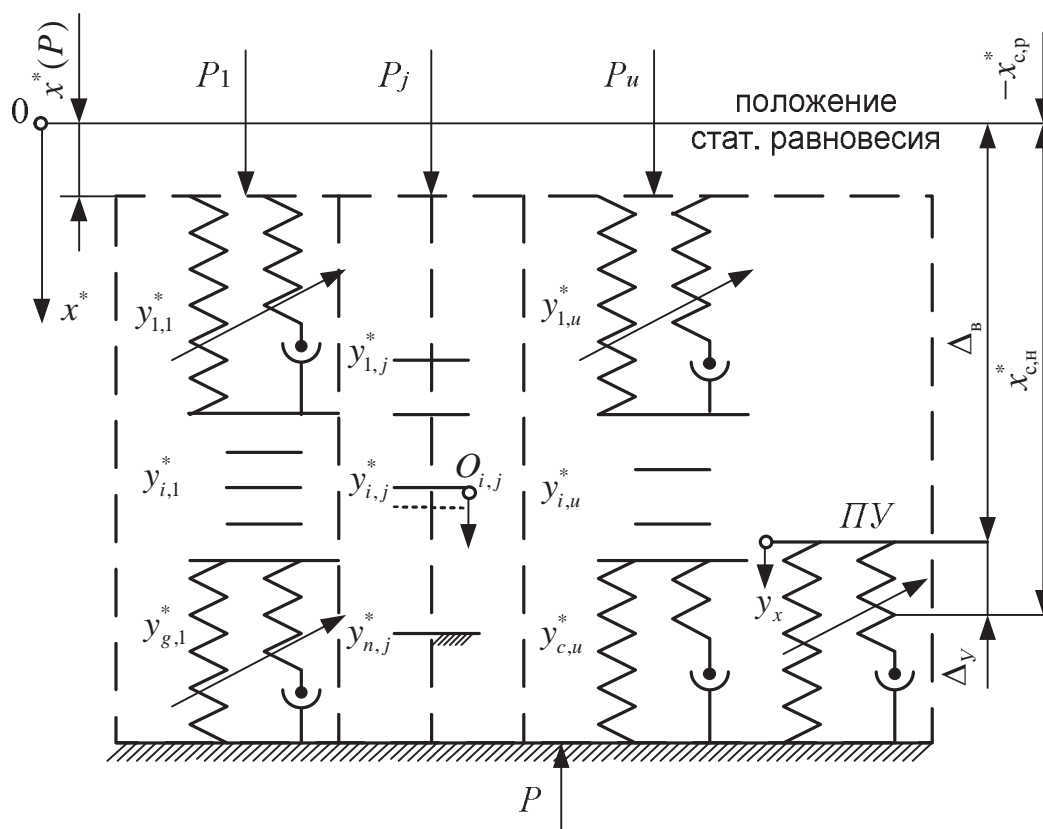


Рис. 2. Принципиальная схема многокомпонентных виброизоляторов:

$[x_{с,н}^*; x_{с,р}^*]$ - диапазон допустимых деформаций; $(\Delta_B + x_{с,р}^*)$ - свободный ход; Δ_y - деформация ПУ

Другая часть требований вызвана условиями конструктивной совместимости виброизоляторов - прототипов, ПРУ и других компонент проектируемых виброизоляторов:

- высотой $H_{сж}$ полностью сжатой пружины и в свободном состоянии - $H_{сп} = H_{сж} + H_y$, $H_y = K_{зп}(x_{с,н}^* + x_{с,р}^*)$ – допустимая величина прогиба пружины ПРУ; $K_{зп} - 1,2 \div 1,4$ – коэффициент запаса на пространственный характер прогибов ПРУ;

- наружным D_n и внутренним D_v диаметром пружины, в зависимости от конструкции виброизолятора-прототипа;

- приближенным или неполным геометрическим подобием основных форм виброизоляторов - прототипов и других компонент, сопрягаемых с ПРУ.

Требования к основным конструктивным параметрам пружин ПРУ определяются из найденных потребных УГХ ($T_n^{(м)}$ и $a_n^{(м)}$) проектируемых виброизоляторов и связанных с ними величин $x_{с,н}^*, x_{с,р}^*, \Delta_B, \Delta_y$ (см. рис. 1,2) для прототипов, а также грузоподъемностью и ограничениями по габаритно-массовым характеристикам создаваемых конструкций.

Как известно, расчет конструктивных параметров пружины можно осуществлять на основе величин потребных жесткости пружины $C_{пр}$ и допустимого прогиба H_y из условия обеспечения ее прочности и несущей способности G_n . При этом необходимо рассмотреть как возможные реализации

конструкции ПРУ два варианта расчета пружин, основанных на выборе допускаемого упругого прогиба $H_y = K_{зп}(x_{с,н}^* + x_{с,р}^*)$ и $H_y \gg x_{с,н}^*$.

Воспользуемся существующими методиками расчета пружин [3], с помощью которых определяют конструктивные параметры: толщина проволоки d_0 , число рабочих n_p и опорных $n_{оп}$ витков пружины. Тогда, исходя из вышеизложенных условий, рассмотрим один из методов расчета конструктивных параметров пружины для случая $H_y = K_{зп}(x_{с,н}^* + x_{с,р}^*)$.

В этом случае потребная жесткость пружины $C_{пр}$ и диаметр проволоки, из которой она свита, будет определяться соотношениями

$$C_{пр} = \frac{G_M d_0^4}{8D_c^3 n_p}; \quad d_0 = 1,37 \sqrt[3]{\frac{K P_{py} D_c}{[\tau]}};$$

$$K = \frac{4\bar{D}_c + 2}{4\bar{D}_c - 3}; \quad \bar{D}_c = \frac{D_c}{d_0}, \quad (1)$$

где G_M - модуль упругости; $[\tau]$ - допускаемое напряжение, причем максимальная нагрузка на ПРУ составит

$$P_{py} = K_p G + K_{зп} C_{пр} x_{с,н}^*;$$

$$D_c = D_{нв} + (-1)^m d_0;$$

$$m = \begin{cases} 1, \forall D_{нв} \in \{D_H\} \\ 2, \forall D_{нв} \in \{D_B\} \end{cases}. \quad (2)$$

С помощью выражений (1) и (2) можно получить уравнение, связывающее в неявном виде величины $C_{пр}$, n_p и d_0 , соответственно при заданных или известных значениях G_M , $[\tau]$, D_H или D_B

$$\Phi(C_{пр}, n_p, d_0, G_M, [\tau], D_{н,в}) = 0 \quad (3)$$

Разрешим уравнение (3) относительно указанных величин с учетом условий совместности ПРУ с прототипом. Выражение для потребной жесткости $C_{пр}$ можно записать в виде

$$C_{пр} = \frac{P_{py}}{K_{зп}(x_{с,р}^* + x_{с,н}^*)} = \frac{K_p G}{K_{зп} x_{с,р}^*}. \quad (4)$$

Тогда выражение для определения диаметра d_0 проволоки примет вид

$$d_0 = \left(1 + (-1)^m \frac{d_0^*}{3D_{нв}} \right), \quad (5)$$

$$\text{где } d_0^* = 1,37 \sqrt[3]{\frac{K \cdot K_p G D_{нв} \left(1 + \frac{x_{с,н}^*}{x_{с,р}^*} \right)}{[\tau]}}$$

$$K \approx 1,12.$$

При этом из выражения для определений потребной жесткости (1) и (4) запишем соотношение для потребного числа рабочих витков

$$n_p \cong \frac{K_{зп} G_M d_0^{*4} \left(1 + (-1)^m \frac{4d_0^*}{3D_{нв}} \right)}{8K_p G \left(1 + (-1)^m \frac{d_0^*}{D_{нв}} \right)^3 D_{нв}^3} \quad (6)$$

и высоты

$$H_{сж} = 1,12 d_0 (n_p + n_{оп} - 1). \quad (7)$$

При свободной установке опорных витков цилиндрической пружины на крышке и в корпус минимальное количество $n_{оп} > 1$. При резьбовом типе закрепления опорных витков в крышке и в корпусе $n_{оп} > 2$. Учитывая зависимость величины $\Delta \bar{H}$ от технологических параметров изготовления УДЭ, получаем уравнения не только конструкционной (6) и (7), но и технологической совместности УДЭ и пружины

$$H_c = \begin{cases} \frac{1,12 d_0}{1 - \Delta \bar{H}} n_p, n_{оп} = 1; \\ \frac{1,12 d_0}{1 - \Delta \bar{H}} (n_p + 1), n_{оп} = 2; \end{cases} \quad (8)$$

Полученное уравнение вместе с условием совместности внутреннего диаметра пружины $D_{в,пр}$ наружным диаметром УДЭ – $D_{н,УДЭ}$

$$D_{в,пр} \cong D_{н,УДЭ}$$

являются основой при проектировании виброизоляторов втулочного типа с разгрузочной пружинкой и различными способами её закрепления при минимально возможных габаритах УДЭ. Последнее обеспечивается также существующими рекомендациями по выбору числа рабочих витков [3] $n_p \geq 3$.

С учетом изложенного и выражения (7) получаем

$$H_c \geq \begin{cases} \frac{3,36d_0}{1-\Delta\bar{H}}, & n_{on} = 1; \\ \frac{4,48d_0}{1-\Delta\bar{H}}, & n_{on} = 2; \end{cases} \quad (9)$$

Подобный подход, вместе с рассмотренным выше для виброизоляторов ДК, основывающиеся на анализе работоспособности конструкции прототипов с ПРУ, является достаточно общим, что позволяет вырабатывать с помощью выражений (8) и (9) основные принципы конструирования многокомпонентных виброизоляторов, включая и создание наиболее рациональных технологических процессов производства УДЭ из материала МР.

Обеспечение противоударной защиты ВС с помощью виброизоляторов общего применения является зачастую нерешаемой задачей из-за высокой энергии ударных нагрузок и сравнительно малой энергоёмкости виброизоляторов. Вместе с тем требования по виброизоляции защищаемых машин и их агрегатов, как правило, противоречивы с требованиями по противоударной защите. Поэтому поиск компромиссных решений по требуемым УГХ виброизоляторов возможен лишь для ограниченного круга задач вибро- и ударозащиты, осуществляемых с помощью специальных противоударных устройств (ПУ) (см. рис. 1,б и 2) с высокой энергоёмкостью.

Определение параметров упругой характеристики виброизолятора, обеспечивающей выполнение заданных требований по противоударной защите ВС, обычно решают в два этапа.

На первом этапе проводят предварительную оценку противоударных характеристик для виброизоляторов с конструкционным демпфированием, обеспечивающих выполнение требований по виброзащите ВС массой M (весом G). При этом используются:

- заданные требования по воздействующим ударным ускорениям $J(t)$ с длительностью τ_y и пиковой перегрузкой J_y ограничения по перемещениям ВС (допускаемым прогибам виброизоляторов $x_0^{(TT)}$), коэффициент передачи удара $\mu_0^{(TT)}$ и др.;

- линейная теория ударного нагружения ВС с помощью замены реальных форм ударного импульса эквивалентным прямоугольным с пиковой возбуждающей нагрузкой $\beta_y = \bar{G}J_y$ и упругогистерезисной характеристикой (УГХ) виброизолятора в форме $\eta = \xi + \sigma$, где η, ξ - безразмерные нагрузка и деформация соответственно, σ - знак скорости $\dot{\xi}$ [1,4].

В этом случае максимальный прогиб виброизолятора ξ_{m1} всегда реализуется на первом этапе движения ВС независимо от длительности удара. Последнее позволяет получить решение задачи о противоударной защите ВС из решения нелинейного дифференциального уравнения второго порядка в виде [4]

$$\xi_{m1} = \begin{cases} 2\sqrt{\beta_y(\beta_y-1)\sin^2\frac{\theta_y}{2} + 0,25} - 1, & \theta_y < \theta_1; \\ 2(\beta_y - 1); & \theta_y > \theta_1 \end{cases} \quad (10)$$

где $\theta_y = \tau_y \omega_0$; $\theta_1 = \tau_1 \omega_0$ - соответственно безразмерные длительности удара и время завершения первого подэтапа движения ВС τ_1 , когда первый раз выполнится условие

$$\xi(\theta_1) = 0; \quad \omega_0^2 = \frac{T_n^{(M)}}{a_n^{(M)} M}; \quad T_n^{(M)}, a_n^{(M)} - \text{коэф-}$$

фициенты подобных преобразований для УГХ виброизоляторов соответственно по

нагрузке и прогибам; $\xi_{m1} = \frac{x_{m1}}{a_n^{(M)}}$ - безраз-

мерная максимальная деформация x_{m1} , соответствующая условию $\xi(\theta) = 0$.

С помощью ранее найденных множества пар значений

$$\{T_{n,i}^{(M)}; a_{n,i}^{(M)}\} \forall i \in [1, 2 \dots N]$$

определим множество значений величин $\{\beta_{y,i}\} \in \{J_{y,y} \cdot \bar{G}_i\}$,

а затем множество $\{\theta_{y,i}\} \in \{\tau_y \cdot \omega_{0,i}\}$. Эти

множества значений с помощью выражения (4.71) позволяют определить множество

$$\{\xi_{m,1}^{(i)}\}$$

и соответствующее ему множество

$$\{x_{m,1}^{(i)}\} \in \{\xi_{m,1}^{(i)} \cdot a_{n,i}^{(M)}\}$$

размерных прогибов виброизоляторов, а также множество

$\{\mu_{y,i}\} \in \left\{ \frac{\xi_{m,1}^{(i)} + 1}{\beta_{\varepsilon,i}} \right\}$. Если внутри множеств

$\{x_{m,1}^{(i)}\}$ и $\{\mu_{y,1}\}$ существует подмножество

$\{x_{m,1}^{(j)}\}$ и $\{\mu_{y,j}\}$, $\forall j \{m, m+1, \dots, n\}$, $N \geq m \geq 1$,

для которых $x_{m,1}^{(j)} \leq x_{\delta}^{(тт)}$ и $\mu_{m,1}^{(j)} \leq \mu_{\delta}^{(тт)}$, то

задача обеспечения противоударных характеристик виброизоляторов может быть решена. В противном случае заданные требования по противоударной защите не выполнимы. Однако если при этом внутри

подмножества $\mu_{y,i}$ существует еще одно подмножество значений $\mu_y \in \{\mu_{y,k}\}$

$\mu_{y,k} \ll \mu_y^{(тт)}$, то технически оправданным

становится применение в виброизоляторах противоударных устройств. Тогда на втором этапе рассматривается задача выбора параметров упругих характеристик ПУ.

Как следует из проведенного анализа введение ПУ в конструкцию виброизолятора целесообразно при высокой энергии возбуждающих ударных импульсов $J(t)$ с большим пиковым ускорением, но малой длительностью удара $\tau_y \ll \frac{\pi}{\omega_{\delta}}$. В этом случае на ос-

новании закона сохранения количества движения для первого подэтапа движения ВС можно записать

$$\int_0^{\tau_y} J(t) dt = \sqrt{\frac{2}{M} \int_0^{x_{m,1}^{(к)}} F_1(x) dx}, \quad (11)$$

где $F_1(x)$ - реакция виброизолятора на первом подэтапе.

Оценивая диссипативные возможности виброизолятора-прототипа и ПУ коэффициентом восстановления удара $K_{уд}$ и считая его $K_{уд} \ll 1$, можно воспользоваться при проектировочных расчетах, как и выше, рассмотрением только первого подэтапа движения.

Отметим, что при больших значениях β_3 выражение (10) приобретает вид

$$\xi_{m,1} \approx \begin{cases} 2\beta_3 \sin \frac{\theta_y}{2}, & \theta_y < \theta_1; \\ 2\beta_3; & \theta_y > \theta_1 \end{cases}$$

Т.е. сила сухого трения практически не оказывает влияния на величину $\xi_{m,1}$, определяемую как обычно для линейной системы без демпфирования.

С учетом изложенного представим упругую характеристику виброизолятора как билинейную в размерном виде

$$R = \begin{cases} \frac{T_n^{(м)}}{a_n^{(м)}} \cdot x, \forall x \in [0, \Delta_B] \\ C_p \Delta_B + C_{\Sigma} (x - \Delta_B), \forall x \in [\Delta_B, x_{c,н}^*] \end{cases} \quad (12)$$

где $\Delta_B \approx (2 \div 3) A_p$, $C_{\Sigma} = C_p + C_{пу}$, где $C_{пу}$ - потребная жесткость ПУ.

Тогда, воспользовавшись соотношениями (11) и (12), а также обозначениями, приведенными на схеме рис. 2, получим наименьшие величины для $C_{пу}$

$$C_{пу} = \frac{M}{\Delta_y^2} \left[\left(\int_0^{\tau_y} J(t) dt \right)^2 - \frac{T_n^{(м)}}{a_n^{(м)}} x_{c,н}^* \left(\frac{2x_{c,н}^*}{\Delta_y^2} - \Delta_B \right) \right] \quad (13)$$

и для коэффициента передачи удара

$$\mu_y = \frac{\frac{T_n^{(м)}}{a_n^{(м)}} \Delta_B + C_{\Sigma} \Delta_y}{MJ_y} = \frac{C_p \Delta_B + C_{пу} \Delta_y}{MJ_y}. \quad (14)$$

При этом величины $C_{пу}$ (13) и μ_y (14) могут регулироваться парами расчетных значений $T_{n,к}^{(м)}$ и $a_{n,к}^{(м)}$ из k -го подмножества (см. выше).

Выводы

Разработанный метод расчета параметров пружинных разгрузочных устройств основывается на обеспечении требуемой несущей способности и работоспособности их цилиндрических пружин в совокупности с конструкторской совместимостью виброизоляторов-прототипов. Полученные расчетные зависимости для параметров охватывает полный комплекс вопросов создания качественных ПРУ, обладающих заданной грузоподъемностью, прочностью и возможностью оптимизации конструктивных параметров пружин и вспомогательных УДЭ.

Предложен подход к выбору билинейной упругой характеристики противоударного устройства, основанный на установлении баланса энергетических возможностей ПУ и виброизоляторов с энергоёмкостью ударной нагрузки, что позволяет обеспечивать наименьшее значение коэффициента

передачи удара в пределах допустимого прогиба конструкции.

Библиографический список

1. Лазуткин, Г.В. Совершенствование конструкций и методов расчёта виброизоляторов на основе проволочного материала [Текст] / Г.В. Лазуткин, В.А. Антипов, А.Л. Рябков. – Самара: СамГУПС, 2008. – 200с.

2. Лазуткин, Г.В. Создание многокомпонентных цельнометаллических виброизоляторов и разработка их математической модели [Текст] / Г.В. Лазуткин // Вестн. Самар.

гос. ун-та путей сообщения. 2010. – №4. - С. 179-188.

3. Орлов, П.И. Основы конструирования [Текст]: 2 кн. / П.И. Орлов; под ред. И.Н. Учаева. – 3-е изд., исправл. – М.: Машиностроение, 1988. – Кн.2; Основы конструирования. – 544 с.

4. Лазуткин, Г.В. Динамика виброзащитных систем с конструкционным демпфированием и разработка виброизоляторов из проволочного материала МР [Текст] / Г.В. Лазуткин. – Самара: СамГУПС. – 2010. – 291 с.

CALCULATION OF BASIC PARAMETERS OF SPRING UNLOADING AND SHOCK-PROOF DEVICES OF ALL-METAL MULTICOMPONENT DAMPERS ON MATERIAL MR BASIS

©2011 G. V. Lazutkin¹, F. V. Parovay², M.A. Petukhova¹, A. A. Troynikov²

¹Samara State University of Transport

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

Basic principles of designing and questions of engineering of spring unloading and shock-proof devices of all-metal multicomponent dampers on material MR basis are considered.

Multicomponent damper, settlement scheme, spring unloading device, the shock-proof device, material MR, the elastic characteristic.

Информация об авторах

Лазуткин Геннадий Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Инженерная графика», Самарский государственный университет путей сообщения. Тел.: 8-927-604-56-70. E-mail: ig@samiit.ru. Область научных интересов: механика.

Паровой Фёдор Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 334-43-23. E-mail: parovai@mail.ru. Область научных интересов: конструирование и производство виброизоляторов из материала МР.

Петухова Мария Александровна, аспирант кафедры «Инженерная графика», Самарский государственный университет путей сообщения. Тел.: 8-927-696-60-56. E-mail: ig@samiit.ru. Область научных интересов: конструирование виброизоляторов из материала МР.

Тройников Александр Александрович, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник отраслевой лаборатории «Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 267-46-84. E-mail: vibro-mr@mail.ru. Область научных интересов: конструирование виброизоляторов из материала МР, характеристики материала МР.

Lazutkin Gennadiy Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Samara State University of Transport. Phone: 8-927-604-56-70. E-mail: ig@samiit.ru. Area of research: Mechanics.

Parovay Fedor Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 334-43-23. E-mail: parovai@mail.ru. Area of Research: designing and manufacture of dampers from MR material.

Petukhova Maria Alexandrovna, postgraduate of the department «Engineering Drawing» of Samara State University of Transport. Phone: 8-927-696-60-56. E-mail: ig@samiit.ru. Area of Research: designing and manufacture of dampers from MR material.

Troynikov Alexander Alexandrovich, Candidate of Technical Sciences, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 334-43-23. E-mail: vibro-mr@mail.ru. Area of Research: designing and manufacture of dampers from MR material, characteristics of MR material.

УДК 621.43

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ И РЕСУРСА ДИСКОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

© 2011 Ю. А. Ножницкий, К. Д. Каримбаев, С. Д. Потапов

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

Сертификационные требования для дисков АГТД. Конструктивные и технические решения для обеспечения высокой прочностной надежности и ресурса. Методы подтверждения соответствия сертификационным требованиям дисков.

Диск, сертификация, ресурс, надёжность.

Диски относятся к числу основных (критических по последствиям разрушения) деталей авиационных маршевых ГТД. Кроме того, масса дисков во многом определяет массу и удельный вес двигателя в целом. В связи с этим при разработке, сертификации, производстве и эксплуатации двигателей оптимальному проектированию и обеспечению прочностной надёжности этих деталей уделяется особое внимание.

Ниже рассматриваются сертификационные требования к дискам; конструктивно-технологические решения, обеспечивающие повышение прочностной надёжности, ресурса и снижение массы дисков; методы подтверждения соответствия дисков сертификационным требованиям.

Так как диски маршевых двигателей относятся к основным деталям двигателя, то разрушение диска в процессе эксплуатации должно быть практически невероятным событием.

В последние годы сертификационные требования к дискам были конкретизированы и в значительной степени ужесточены. Изданы, в частности, циркуляры FAA по технологии изготовления заготовок основных деталей из деформируемых титановых и никелевых сплавов, по подтверждению ресурса титановых дисков с учетом металлургических дефектов и дисков из различных сплавов с учётом возможных при изготовлении отверстий технологических дефектов. Издана поправка 33-26 к FAR33, включающая изменение требований к прочности роторов турбин, компрессоров, вентиляторов и турбоагрегатов, введено требование к разработке и реализации инженерно-

технического плана обеспечения прочностной надёжности основных деталей на всех стадиях их жизненного цикла.

Соответствующие нормативные технические документы для стран СНГ находятся сейчас в стадии подготовки. FAA издал циркуляр (АС 33, 70-1), содержащий методические материалы для реализации требований к основным деталям двигателя, ресурс которых устанавливается в циклах.

Для обеспечения низкой массы при изготовлении дисков используются высокопрочные титановые сплавы, стали и никелевые сплавы (гранулируемые и деформируемые). Большое значение имеет организация квалификации дисковых сплавов. Результаты исследований конструкционной прочности образцов, вырезанных из заготовок дисков, должны служить, как для подтверждения прочности и ресурса деталей в процессе сертификации двигателя, так и для формирования технических условий на поставку заготовок, исключая возможность изготовления дисков из материала с неудовлетворительными свойствами. Для оценки прочностной надёжности дисков обычно (за исключением характеристик трещиностойкости) используются свойства материала на уровне $\bar{A} - 3\sigma_A$, где \bar{A} – среднее значение характеристики, а σ_A – среднее квадратичное отклонение. В процессе производства отбраковку целесообразно осуществлять, базирясь на уровне прочностных характеристик материала $\bar{A} - k\sigma_A$ ($k \leq 3$).

Для обеспечения прочностной надёжности дисков при минимизации их массы могут эффективно использоваться методы оптимизации, основанные на многокритери-

альных подходах с расчетами в трёхмерной постановке и учётом реальных условий эксплуатации во время всего полётного цикла, включая определение напряженно-деформированного состояния деталей на нестационарных режимах.

Для снижения контурной нагрузки на диск целесообразно использовать лёгкие лопатки (особенно для вентиляторов, где нашли применение полые металлические и углепластиковые лопатки, и турбин низкого давления, где используются лопатки из лёгких монокристаллических сплавов и γ -алюминиды титана) и оптимизировать их количество. В рабочих колёсах вентиляторов трактовые полки целесообразно изготавливать отдельно от лопаток и использовать для изготовления трактовых полок лёгкие материалы.

В дисках турбин и последних ступеней КВД целесообразно для снижения уровня температурных напряжений снижать градиент температуры по радиусу диска.

Диски должны обладать достаточной несущей способностью как при нормальной работе, так и при возникновении дефектов. Наиболее сложной задачей является обеспечение несущей способности дисков турбин среднего и высокого давления, силовых (свободных) турбин. Большое значение имеет рациональный выбор подхода к предотвращению недопустимой раскрутки ротора турбины (ограничению максимально возможной частоты вращения ротора) при разрушении, смещении, рассоединении валов. Для этих целей могут использоваться ранжирование запасов прочности в системе "диск - лопатки" (обеспечение при раскрутке ротора разрушения лопаток в корневом се-

чении при исключении разрушения диска), посадке ротора турбины при его осевом смещении после разрушения вала на статор по периферийным сечениям лопаток (отсечения массового разрушения лопаток за счет соответствующего выбора осевых зазоров между ротором и статором), срезка профильных частей лопаток специальными устройствами, механические или электронные системы для отсечки подачи топлива или вызова помпажа компрессора при разрушении вала. Разрушение вала, отказ САУ и ряд других дефектов могут в эксплуатации приводить к увеличению частоты вращения ротора. При сертификации необходимо подтвердить достаточную несущую способность диска при наиболее неблагоприятном сочетании свойств материала. При этом на несущую способность диска оказывает влияние как прочностные характеристики материала диска, так и характеристики пластичности этого материала. При наличии соответствующих экспериментальных данных для оценки несущей способности диска могут использоваться эмпирические коэффициенты. В современных условиях эта задача может быть решена при использовании современных методов расчета несущей способности дисков.

В ЦИАМ [1] проведена экспериментальная верификация различных критериев достижения потери несущей способности дисков сложной формы. На рис.1 показаны меридиональное сечение диска, разрушенный на разгонном стенде диск и поле напряжений при заданной частоте вращения, с указанной точкой действия максимальных напряжений.



Рис.1. Меридиональное сечение, разрушенный диск и поле напряжений

На рис.2 приведено сравнение численных результатов прогнозирования частоты разрушения исследованного диска по деформационному и энергетическому критериям с результатом эксперимента.

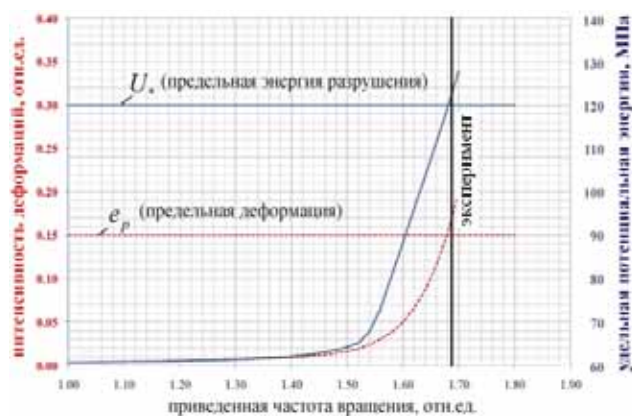


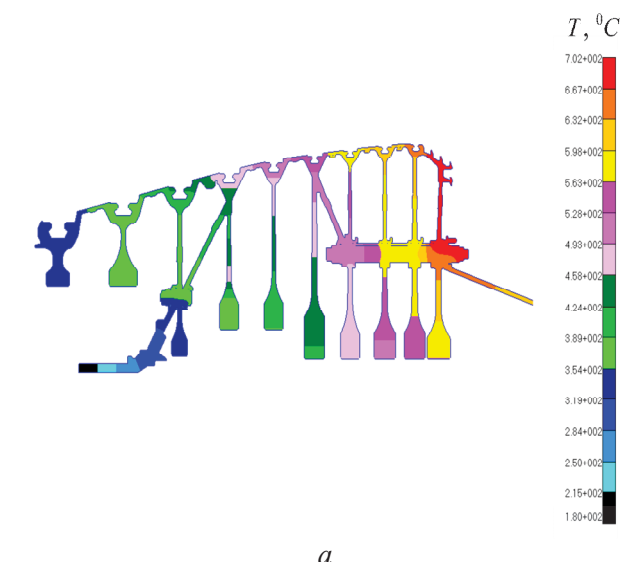
Рис.2. Верификация деформационного и энергетического критериев потери несущей способности диска

При исследованиях несущей способности роторов необходимо учитывать взаимную поддержку всех дисков, составляющих сварной ротор. Живучесть сварного ротора превышает живучесть отдельных его составляющих. Например, известен ротор КВД, у которого на диске 5-ой ступени в течение сотен полётных циклов развивалась радиальная трещина из ступичной части диска до обода. В ободной части скорость роста трещины резко замедлилась. Для отдельного диска, указанная трещина катастрофична. В составе ротора рассмотренный диск удерживал лопатки на необходимом радиусе в течение десятков полётных циклов.

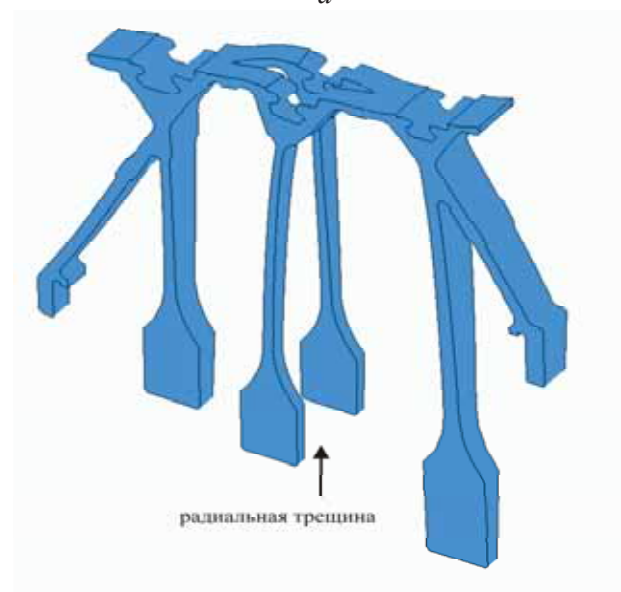
На рис.3,а представлено поле напряжений на взлётном режиме рассматриваемого ротора, полученное в осесимметричной постановке.

На рис.3,б приведена 3D расчётная модель сектора части ротора из 3-х дисков (4,5 и 6 ступени) с радиальной, сквозной трещиной в диске 5-ой ступени. Эта модель использовалась для определения несущей способности ротора с заданной трещиной.

В табл. 1 приведены результаты расчетов запасов прочности по меридиональному сечению K_{B1} и по радиальным сечениям K_{B2} диска, рассчитанные по теории предельных напряжений [2] во всём роторе с учётом сквозных радиальных трещин в различных дисках.



а



б

Рис.3. Моделирование сектора части ротора из 3-х дисков с радиальной, сквозной трещиной в среднем диске

Таблица 1. Запасы прочности ротора КВД со сквозными трещинами в дисках

№№ ступеней, имеющих диски со сквозной трещиной	6	5	4	5,6	4,6	4,5
K_{B1} по кратковременной прочности	1,25	1,36	1,31	0,94	0,85	1,02
K_{B2} по кратковременной прочности (минимальное значение достигается на радиусе 150 мм)	1,27	1,36	1,286	---	---	---
K_{B1} по длительной прочности	1,2	1,3	1,24	0,914	0,817	0,96

Проведённые исследования на базе разработанной методики, основанной на энергетическом критерии, хорошо согласуются с реальными результатами по потере несущей способности рассмотренных роторов.

Для предотвращения недопустимой вытяжки диска или охрупчивания его материала в процессе эксплуатации необходимо с одной стороны оптимизировать тепловое и напряженно-деформированное состояние диска, с другой – использовать для его изготовления сплав с соответствующими характеристиками - не подверженный охрупчиванию в условиях эксплуатации. Применяют также автофретирование. Конструктивно должен быть обеспечен допустимый (с учётом высокой статической нагруженности) уровень вибрационных напряжений в диске.

Для эксплуатации должно разрешаться меньшее из определённых с соответствующими запасами значений ресурса диска – до появления трещины малоциклового усталости (без учёта начальных дефектов) и с учётом безопасного развития трещин от начальных дефектов.

Ресурс диска (ротора) до появления трещины малоциклового усталости подтверждается либо эквивалентно-циклическими испытаниями (в составе двигателя или на разгонном стенде), либо на основании использования 3-D расчётов диска на нестационарных режимах работы и данных по сопротивлению материала малоциклового усталости. При этом важно учитывать возможное влияние на сопротивление малоциклового усталости выдержки под нагрузкой. Необходимо также верификация методики подтверждения ресурса на основании данных по сопротивлению материала малоциклового усталости (прежде всего методики выбора необходимого запаса по циклической долговечности).

Для обеспечения высокой долговечности диска до появления трещины малоциклового усталости необходимо не использовать в конструкции интенсивные концентраторы напряжений. В частности, необходимо не использовать в диске отверстия (для болтовых соединений, выравнивания давления в полостях, подвода охлаждающего воздуха к лопаткам турбины), ограничивать мини-

мальные значения радиусов галтелей, не применять многозубые ёлочные замки. Увеличению циклической долговечности способствует, в частности, применение в вентиляторах круговых (непрямолинейных) замков (рис.3), использование в вентиляторах малозубых ёлочных замков (рис.4), применение блисков, оптимальный выбор количества внецентренных отверстий, оптимизация формы этих отверстий и т.д. Снижение концентрации напряжений является эффективным средством повышения долговечности серийных дисков. В частности, нашли применение срезка шлиц в зоне действия высоких номинальных нагрузений, перепротягивание замковых пазов с удалением поврежденного слоя материала и/или увеличением радиуса сопряжения дна и болтовой поверхности паза и т.д. При необходимости использования концентраторов напряжений их необходимо располагать в зонах с низкими номинальными напряжениями. Необходимо применять материалы с высоким сопротивлением малоциклового усталости. В перспективе возможно использование градиентных материалов. Широко используются методы поверхностного упрочнения, применяется автофретирование.

На рис. 4-7 приведены некоторые эффективные решения конструкционных задач, которые в ряде случаев позволили решить оптимизационные задачи по выбору конструкций минимального веса, удовлетворяющих всем требуемым прочностным критериям по несущей способности, малоциклового долговечности и трещиностойкости.

На рис. 4 показано, как за счёт введения криволинейности оси удалось решить вопрос о размещении необходимого количества лопаток (замковых соединений) на диске ограниченного (заданного) радиуса. На левой части показано, какую часть окружности занимает один прямолинейный замок - h_1 , и какая часть достаточна - h_2 при использовании криволинейного соединения для одной и той же лопатки с корневым сечением, окрашенным зелённым цветом. В рассмотренном случае $h_1=1.8h_2$. На правой части представлена трёхмерная модель спроектированного криволинейного замкового соединения типа "ласточкин хвост".

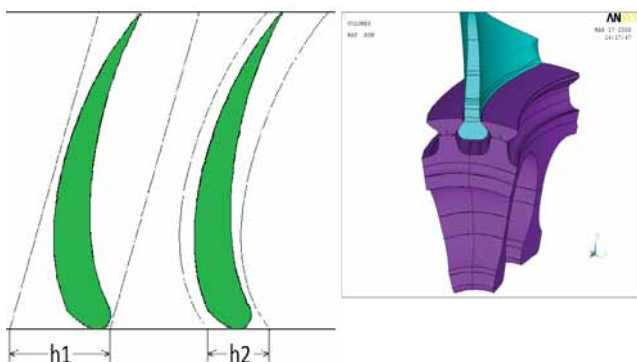


Рис.4. Использование криволинейного замкового соединения на вентиляторной ступени

В другом случае, для обеспечения прочности замкового соединения типа «ласточкин хвост» необходимо было увеличивать осевой размер всего колеса. Применение замкового соединения типа «двузубая ёлочка» позволило обеспечить все выдвигаемые требования при заданных из аэродинамических соображений осевых размерах проектируемой ступени.

На рис. 5 приведён график необходимой длины осевого размера оптимального по массе замкового соединения в зависимости от числа пар зубьев замкового соединения, при одинаковых условиях по требуемым запасам прочности и одинаковым условиям нагружения по температуре и по контурным нагрузкам. Красной линией отмечена величина осевого размера корневого сечения лопатки оптимальная с точки зрения к.п.д. рассматриваемой вентиляторной ступени. Видно, что при увеличении числа пар зубьев, необходимая длина осевого размера уменьшается. В скобках заметим, что это уменьшение происходит за счёт привлечения более глубоких слоёв материала диска - глубина (размер по радиусу диска) необходимого замкового соединения с увеличением числа пар зубьев возрастает.

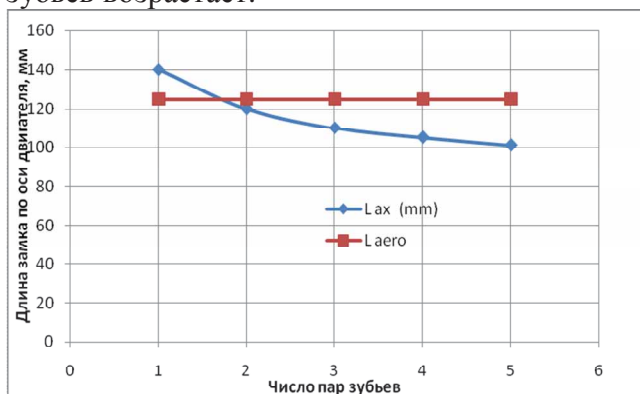


Рис. 5. Рациональный выбор количества пар зубьев

На рис. 6 приведено сравнение дисков вентиляторной ступени обычной конструкции (рис. 6,а) и диска, у которого рационально выбраны количество и расположение полотен.

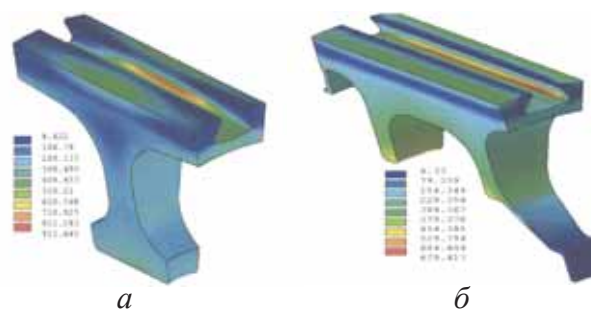


Рис. 6. Диски вентиляторной ступени обычной конструкции (а) и с рациональным выбором количества и расположения полотен (б)

В диске на рис. 6, б максимальные напряжения σ_{max} снижены на 25%, а масса - на 14% по сравнению с первоначальным проектом.

На рис.7 представлен пример увеличения радиусов в торцевом шлицевом соединении, с 0.6 мм до 0.8 мм, что снизило коэффициент концентрации в галтели с 2.1 до 1.5 и позволило обеспечить работоспособность в течении требуемого Техническим Заданием ресурса.

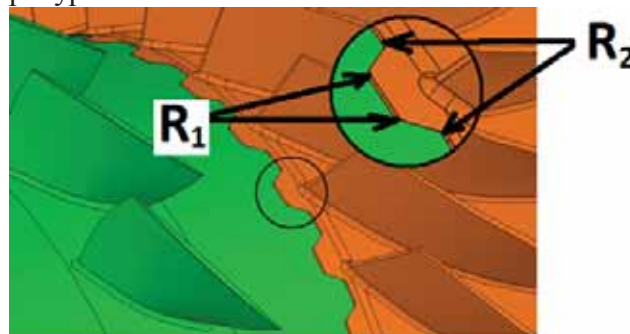


Рис.7. Шлицевые соединения

Для обеспечения высокой долговечности дисков с учётом возможных начальных дефектов необходимо минимизировать размеры и количество металлургических дефектов. Это обеспечивается, прежде всего, за счёт повышения чистоты сплава при выплавке слитка. При применении методов порошковой металлургии технологически должно быть исключено появление дефектов (карбидов, оксидов) по границам первичных зёрен. Для уменьшения количества и размеров керамических включений необходимо

реализовать комплекс специальных мероприятий, в том числе ограничить максимальный размер применяемых гранул. Не рекомендуется применять для изготовления роторов сварку, за исключением сварки трением (инерционной или линейной), и, тем более, литьё (даже при применении для снижения внутренней пористости ГИП-обработки). Необходимо применение высокочувствительных методов неразрушающего контроля (НК) с вероятностной оценкой выявляемости дефектов применяемыми методами НК. Для дисков должны использоваться сплавы, обладающие высокой трещиностойкостью.

Высокой долговечностью при развитии трещины и живучестью обладают диски с несколькими полотнами, сварные ротора (см. пример, представленный на рис.3) , составные конструкции, конструкции со специальными стопперами трещин.

В процессе эксплуатации должна учитываться накопленная повреждаемость и определяться остаточная долговечность дисков. Большое значение имеет регламентация технического обслуживания, прежде всего НК дисков при ремонте двигателя.

Библиографический список

1. Каримбаев, К.Д. Численное моделирование разгонных испытаний дисков турбомашин [Текст] / К.Д. Каримбаев, А.Н. Серветник // Вестник двигателестроения. Научно-техн. журнал. - 2008. - №3. - С.130-134.
2. Биргер, И.А. Расчёт на прочность деталей машин [Текст]: справочник, 4-е изд. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. - М.: Машиностроение, - 1993. - 640с.

DESIGN AND TECHNOLOGICAL SOLUTIONS FOR PROVISION OF HIGH RELIABILITY AND LIFE TIME OF AVIATION GAS TURBINE ENGINE DISKS

© 2011 Yu. A. Nozhnitskiy, K. D. Karimbaev, S. D. Potapov

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

Certification requirements for aviation gas turbine disks; design and technological solutions for provision of disks high reliability and life time; methods of disks confirmation compliance to requirements are considered.

Disk, certification, life time, reliability.

Информация об авторах

Ножницкий Юрий Александрович, доктор технических наук, заместитель Генерального директора центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) - 362-39-32. E-mail: nozhnitsky@ciam.ru. Область научных интересов: безопасность, прочность и ресурс газотурбинных двигателей.

Каримбаев Камалиддин Джамолдинович, кандидат технических наук, начальник сектора дисков отделения прочности, Центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) - 362 -49 -71. E-mail: kem@ciam.ru. Область научных интересов: прочность и ресурс газотурбинных двигателей.

Потапов Сергей Давидович, кандидат технических наук, начальник сектора ресурсов отделения прочности Центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Телефон (499) - 763 - 55 -68. E-mail: potapov_sd@ciam.ru. Область научных интересов: прочность и ресурс газотурбинных двигателей.

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

Karimbaev Kamalitdin Djamoldinovich, Candidate of Technical Sciences, head of sector, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov. Phone: (495) - 362 -49 -71. E-mail: kem@ciam.ru. Area of research: integrity and life of gas turbine engines.

Potapov Sergey Davidovich, Candidate of Technical Sciences, head of sector, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov. Phone: (499) - 763 - 55 -68. E-mail: potapov_sd@ciam.ru. Area of research: integrity and life of gas turbine engines.

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

№3 (27)
Часть 4
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)