

ВЕСТНИК

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

№ 5 (47)

Часть 1

Специальный выпуск, подготовленный по материалам
международной научно-технической конференции
«Проблемы и перспективы развития двигателестроения»
(г. Самара, 25-27 июня 2014 г).

2014

УДК 05
ББК Я5

ВЕСТНИК
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЁВА (национального исследовательского университета)

VESTNIK
of the
SAMARA STATE AEROSPACE UNIVERSITY

№ 5 (47)
Часть 1
2014

Главный редактор

Шахматов Е. В., д.т.н., профессор, СГАУ

Editor in Chief

Shakhmatov Ye. V., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU

Заместители главного редактора

Балакин В. Л., д.т.н., профессор, СГАУ

Прокофьев А. Б., д.т.н., профессор, СГАУ

Deputies Chief Editor

Balakin V. L., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU

Prokofiev A. B., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU

Ответственный секретарь

Прохоров А. Г., к.т.н., доцент, СГАУ

Executive Editor

Prokhorov A. G., Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, SSAU

Редакционная коллегия

Аншаков Г. П., член-корр. РАН

Астафьев В. И., д.ф.-м.н., профессор, СамГТУ

Барвинок В. А., член-корр. РАН

Богатырев В. Д., д.э.н., профессор, СГАУ

Гречников Ф. В., член-корр. РАН

Казанский Н. Л., д.т.н., профессор, СГАУ

Кирилин А. Н., д.т.н., профессор,

ФГУП «ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс»

Комаров В. А., д.т.н., профессор, СГАУ

Кузьмичёв В. С., д.т.н., профессор, СГАУ

Лукачёв С. В., д.т.н., профессор, СГАУ

Сойфер В. А., член-корр. РАН

Шорин В. П., академик РАН

Editorial Board

Anshakov G. P., Corresponding Member of the
Russian Academy of Science

Astafiev V. I., Doctor of Science (Physics and
Mathematics), Professor, SSTU

Barvinok V. A., Corresponding Member of the
Russian Academy of Science

Bogatyrkov V. D., Doctor of Science (Economics),
Professor, SSAU

Grechnikov F. V., Corresponding Member of the
Russian Academy of Science

Kazansky N. L., Doctor of Science (Engineering),
Professor, SSAU

Kirilin A. N., Doctor of Science (Engineering),
Professor, CSDB

Komarov V. A., Doctor of Science (Engineering),
Professor, SSAU

Kuzmichyov V. S., Doctor of Science (Engineering),
Professor, SSAU

Lukachyov S. V., Doctor of Science (Engineering),
Professor, SSAU

Soifer V. A., Corresponding Member of the Russian
Academy of Science

Shorin V. P., Academician of the Russian Academy of
Science

Журнал входит в утвержденный ВАК при Минобрнауки России Перечень российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук. Журнал включен в общероссийский каталог ОАО «Роспечать». Подписной индекс – 18264

Издание журнала осуществлено при финансовой поддержке
Российского фонда фундаментальных исследований (14-08-06036 г) и ОАО «Кузнецов»

© Самарский государственный
аэрокосмический университет
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

© Samara State Aerospace University
34, Moskovskoye Shosse, Samara
443086, Russian Federation

☎ +7 (846) 267 48 41; e-mail: vest@ssau.ru

СОДЕРЖАНИЕ

КОНЦЕПЦИЯ АДДИТИВНОСТИ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И ЕЁ ПРИМЕНЕНИЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСА ДИСКОВ АВИАДВИГАТЕЛЕЙ <i>Н.В. Туманов, М.А. Лаврентьева</i>	9
КИНЕТИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ УСТОЙЧИВОГО РОСТА ТРЕЩИН МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ <i>Н.В.Туманов</i>	18
РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ УПРУГО-ДЕМПФЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ <i>Ф.М. Шакиров</i>	27
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ОПОРЫ АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>А.С. Виноградов, Р.Р. Бадыков, Д.Г. Федорченко</i>	37
ЦИКЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГАЗОВОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ С ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ <i>В.А. Шишков</i>	45
УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ИЗ ПРОВОЛОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ <i>А.И. Ермаков, Г.В. Лазуткин, Ф.В. Паровай, К.В. Бояров, П.В. Бондарчук, Д.П. Давыдов</i>	54
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА АЛМАЗНОГО ВЫГЛАЖИВАНИЯ НА ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ ЗАГОТОВКИ ИЗ СТАЛИ 15Х12Н2МВФАБ-Ш ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ИНДЕНТОРА ИЗ НАТУРАЛЬНОГО АЛМАЗА <i>А. Н. Швецов, Д. Л. Скуратов</i>	62
МЕТОДИКА РАСЧЁТА ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГО-ДЕМПФЕРНОГО ПОДВЕСА ИЗ МАТЕРИАЛА МР ДЛЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ <i>Е.Ф. Паровай, Ф.В. Паровай</i>	68
СПОСОБ ДИАГНОСТИКИ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГИБРИДНЫХ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ СИСТЕМ <i>П.Г. Антропов, О.Н. Долинина, А.Ю. Шварц</i>	75

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ УЛУЧШЕНИЯ ЭНЕРГО-МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ВЕРХНЕЙ СТУПЕНИ РАКЕТЫ - НОСИТЕЛЯ «ВЕГА»	<i>А.Н. Коваленко, В.Г. Переверзев, Р.А. Марчан, Ю.В. Блишун</i>	85
МЕТОДЫ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ ДЕТАЛЕЙ АВИАДВИГАТЕЛЕЙ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ. ВЫЯВЛЕНИЕ ГРАНИЦ ДОПУСТИМОСТИ ДЕФЕКТОВ	<i>Т. Д. Каримбаев, Д. С. Пальчиков</i>	96
ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ НЕУСТОЙЧИВОСТЬ ДИНАМИКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС	<i>М.И. Курушин, В.Б. Балякин, С.А. Курушин</i>	106
ДВИГАТЕЛЬ КОРРЕКЦИИ ТЯГОЙ 50 Н ДЛЯ ПОСАДОЧНОГО АППАРАТА «ЛУНА-РЕСУРС»	<i>Ю.И. Агеенко, И.В. Пегин, Д.В. Чесноков</i>	112
РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ СОТОВЫХ ЗАПОЛНИТЕЛЕЙ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ	<i>А.М. Першин</i>	118
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ МАЛОЙ ТЯГИ ТЯГОЙ 400 Н НА ЕГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ	<i>Ю.И. Агеенко, Р.В. Ильин, И.В. Пегин</i>	124
К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ МАССЫ РЕДУКТОРА В ЗАДАЧЕ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ЭТАПЕ НАЧАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ	<i>В.А. Григорьев, А.О. Загребельный, А.С. Прокаев, С.П. Кузнецов</i>	132
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИК ПРОЕКТИРОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН	<i>А.А. Иноземцев, В.Т. Хайрулин, А.С. Тихонов, Н.Ю. Самохвалов</i>	139
CFD-МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В НАСОСЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ОКИСЛИТЕЛЯ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ	<i>В.М. Зубанов, Л.С. Шаблий</i>	148

ВЛИЯНИЕ ШАТЛ-ЭФФЕКТА НА ИНТЕНСИФИКАЦИЮ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В ДВИГАТЕЛЕ СТИРЛИНГА	<i>В.А. Савченко, С.П. Столяров</i>	154
ВАЛИДАЦИЯ CFD – МОДЕЛЕЙ НЕОХЛАЖДАЕМЫХ ТУРБИН ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	<i>В.Н. Матвеев, Г.М. Попов, Е.С. Горячкин, Ю.Д. Смирнова</i>	163
ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОМПРЕССОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ	<i>В.Н. Матвеев, Г.М. Попов, Е.С. Горячкин, Ю.Д. Смирнова</i>	173
ЗАВИСИМОСТЬ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ ОТ ХАРАКТЕРА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОВЕРХНОСТНОМ СЛОЕ УПРОЧНЁННЫХ ДЕТАЛЕЙ	<i>В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулюк, А.С. Букатый, В.В. Лунин, С.А. Михалкина</i>	180
МОДЕЛИРОВАНИЕ СРЫВНОЙ КАВИТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ БУСТЕРНОГО ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА И СРАВНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И ЧИСЛЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ	<i>И.С. Казеннов, Ю.И. Каналин, Н.П. Полетаев, И.А. Чернышева</i>	188
ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КЕРАМИЧЕСКИХ ЛОПАТОК	<i>Д.В. Сапронов, С.В. Резник</i>	199
ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОРНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ИЗ ПОРИСТОГО ПРОВОЛОЧНОГО МАТЕРИАЛА «МЕТАЛЛИЧЕСКАЯ РЕЗИНА»	<i>А.М. Жижкин, В.А. Зрелов, В.В. Зрелов, А.Ю. Ардаков, А.А. Осипов</i>	207
ПОСЛЕДНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ С ВНУТРЕННИМИ ПОДПЛАТФОРМЕННЫМИ ДЕМПФЕРАМИ	<i>М. М. Гола, С. Гастальди</i>	215
ОЦЕНКА ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ЦЕПОЧКИ БИОМАСС ИЗ НАСЫЩЕННЫХ ЖИРАМИ МИКРОВОДОРОСЛЕЙ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ АВИАЦИОННОГО БИОТОПЛИВА	<i>М. Герер, Х. Сейфрид, С. Штаудахер</i>	227

CONTENTS

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

CONCEPTION OF CYCLE LIFE ADDITIVITY AND ITS APPLICATION FOR DETERMINING THE RESOURCE OF AERO ENGINE DISKS <i>N.V. Tumanov, M.A. Lavrentyeva</i>	9
KINETIC EQUATION OF STABLE GROWTH FOR LOW CYCLE FATIGUE CRACKS <i>N.V. Tumanov</i>	18
DEVELOPMENT AND RESEARCH OF DYNAMIC ELASTIC AND DAMPING MODELS FOR PROVIDING VIBRATION SAFETY OF TECHNICAL OBJECTS <i>F.M. Shakirov</i>	27
ANALYSIS OF THE THERMAL STATE OF AIRCRAFT ENGINE SUPPORTS <i>A.S. Vinogradov, R.R. Badykov, D.G. Fedorchenko</i>	37
CYCLE PARAMETERS OF AN INTERNAL COMBUSTION SPARK- IGNITION GAS PISTON ENGINE WITH AN ELECTRONIC CONTROL SYSTEM <i>V. A. Shishkov</i>	45
ELASTIC DAMPING AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF VIBRATION ISOLATORS MADE OF WIRE MATERIALS OF DIFFERENT TYPES <i>A.I. Ermakov, G.V. Lazutkin, F.V. Parovay, K.V. Boyarov, P.V. Bondarchuk, D.P. Davydov</i>	54
RESEARCH OF THE INFLUENCE OF THE DIAMOND BURNISHING PROCESS PARAMETERS ON THE SURFACE ROUGHNESS OF A STEEL 15Cr12Ni2MoVWAnb-S WORKPIECE WHEN USING AN INDENTER MADE OF NATURAL DIAMOND <i>A. N. Shvetsov, D. L. Skuratov</i>	62
CALCULATION METHOD FOR DETERMINING THE CHARACTERISTICS OF AN ELASTIC-DAMPING SUSPENSION MADE OF METAL ANALOQUE OF RUBBER FOR PLAIN BEARINGS <i>Ye. F. Parovay, F.V. Parovay</i>	68
METHOD OF GAS TURBINE MALFUNCTION DIAGNOSTICS USING HYBRID INTELLECTUAL SYSTEMS <i>P.G. Antropov, O.N. Dolinina, A.Y. Shvarts</i>	75

EXPERIMENTAL VERIFICATION OF THE POSSIBILITY OF IMPROVING THE LIQUID PROPELANT ROCKET ENGINE PERFORMANCE FOR THE “VEGA” LAUNCHER UPPER STAGE	85
<i>A.N. Kovalenko, V.G. Pereverzev, R.A. Marchan, Yu.V. Blishun</i>	
NON-DESTRUCTIVE TESTING OF AIRCRAFT ENGINE PARTS MADE OF COMPOSITE MATERIALS. IDENTIFYING THE LIMITS OF ACCEPTABLE DEFECTS	96
<i>T.D. Karimbayev, D.S. Palchikov</i>	
PARAMETRIC INSTABILITY OF THE DYNAMICS OF GEAR WHEELS	106
<i>M.I. Kurushin, V.B. Balyakin, S.A. Kurushin</i>	
50 N THRUST CORRECTION ENGINE FOR THE "LUNA-RESURS" LUNAR MODULE DESCENT ENGINE	112
<i>Y.I. Ageenko, I.V. Pegin, D.V. Chesnokov</i>	
NUMERICAL RESEARCH OF THE STATIC STABILITY OF HONEYCOMB COMPOSITE MATERIALS	118
<i>A.M. Pershin</i>	
RESEARCH OF THE INFLUENCE OF DESIGN PARAMETERS OF A 400 N-THRUST LOW-THRUST LIQUID ROCKET ENGINE ON ITS ENERGY EFFICIENCY	124
<i>Y.I. Ageenko, R.V. Ilin, I.V. Pegin</i>	
ASSESSING REDUCTION GEAR MASS IN THE PROBLEM OF OPTIMIZING PARAMETERS OF THE WORKING PROCESS OF A TURBOPROP ENGINE AT THE INITIAL DESIGN STAGE	132
<i>V.A. Grigoryev, A.O. Zagrebelnyi, A.S. Prokaev, S.P. Kuznetsov</i>	
DEVELOPMENT OF METHODS OF DESIGNING MODERN GAS TURBINES	139
<i>A.A. Inozemtsev, V.T. Khayrulin, A.S. Tikhonov, N.Yu. Samokhvalov</i>	
CFD-MODELING OF PROCESSES IN A HIGH-PRESSURE OXIDIZER PUMP FOR THE TURBOPUMP ASSEMBLY OF A LIQUID ROCKET ENGINE	148
<i>V.M. Zubanov, L.S. Shabliy</i>	
THE INFLUENCE OF THE SHUTTLE EFFECT ON THE INTENSIFICATION OF HEAT LOSSES IN A STIRLING ENGINE	154
<i>V.A. Savchenko, S.P. Stolyarov</i>	

VALIDATION OF CFD - MODELS OF GAS TURBINE ENGINE UNCOOLED TURBINES	
<i>V. N. Matveev, G. M. Popov, E. S. Goryachkin, Yu. D. Smirnova</i>	163
PECULIARITIES OF MODELING THE WORK PROCESS IN A LOW-PRESSURE COMPRESSOR OF A GAS TURBINE PLANT	
<i>V. N. Matveev, G. M. Popov, E. S. Goryachkin, Yu. D. Smirnova</i>	173
DEPENDENCE OF THE ENDURANCE LIMIT ON THE CHARACTER OF RESIDUAL STRESSES DISTRIBUTION IN THE SURFACE LAYER OF HARDENED PARTS	
<i>V.A. Kirpichyov, V.S. Vakulyuk, A.S. Bukaty, V.V. Lunin, S.A. Mikhalkina</i>	180
MODELING OF STALL CAVITATION SENSITIVITY OF A BOOSTER TURBOPUMP ASSEMBLY AND COMPARISON BETWEEN EXPERIMENTAL AND NUMERICAL RESULTS	
<i>I. S. Kazennov, U. I. Kanalin, N. P. Poletaev, I. A. Chernisheva</i>	188
DESIGN OF THE GAS TURBINE ENGINE ROTOR WHEEL WITH CERAMIC BLADES	
<i>D.V. Sapronov, S.V. Reznik</i>	199
RESEARCH OF SHAFT SEALS MADE OF POROUS WIRE “METAL RUBBER” MATERIAL	
<i>A.M. Zhizhkin, V.A. Zrelov, V.V. Zrelov, A.Yu. Ardakov, A.A. Osipov</i>	207
LATEST INVESTIGATIONS ON UNDERPLATFORM DAMPER INNER MECHANICS	
<i>M. M. Gola, C. Gastaldi</i>	215
LIFE CYCLE ASSESSMENT OF THE PRODUCTION CHAIN OF OIL-RICH BIOMASS TO GENERATE BTL AVIATION FUEL DERIVED FROM MICRAOALGAE	
<i>M. Gehrler, H. Seyfried, S. Staudacher</i>	227

УДК 621.452-226:620.191

КОНЦЕПЦИЯ АДДИТИВНОСТИ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И ЕЁ ПРИМЕНЕНИЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСА ДИСКОВ АВИАДВИГАТЕЛЕЙ

©2014 Н.В. Туманов, М.А. Лаврентьева

Центральный институт авиационного моторостроения (ЦИАМ), г. Москва

С учётом универсальности и высокой энергоёмкости механизма устойчивого роста трещин малоциклового усталости (МЦУ), обеспечивающего длительный безопасный период роста этих трещин, предложена концепция аддитивности циклической долговечности. В соответствии с ней ресурс дисков авиадвигателей, для которых основным повреждающим фактором является МЦУ, определяется до предельного состояния, связанного с переходом трещины МЦУ в критической зоне диска к неустойчивому росту. При этом ресурс до первого капитального ремонта аддитивно складывается из ресурса до появления трещины МЦУ и периода её устойчивого роста (ресурса живучести); межремонтный ресурс определяется ресурсом живучести. Последний является также нижней оценкой ресурса диска на этапе проектирования. Для определения межремонтного ресурса предложено использовать диаграммы живучести, представляющие собой зависимость периода устойчивого роста трещины МЦУ в критической зоне диска от размера этой трещины. Разработаны методы построения диаграмм живучести при простых и сложных циклах нагружения, характерных для дисков авиадвигателей гражданской и манёвренной авиации. Приведены примеры применения разработанной концепции для определения ресурса дисков из деформируемых и гранулируемых сплавов.

Циклическая долговечность, предельные состояния, диски авиадвигателей, малоцикловая усталость, устойчивый рост усталостных трещин.

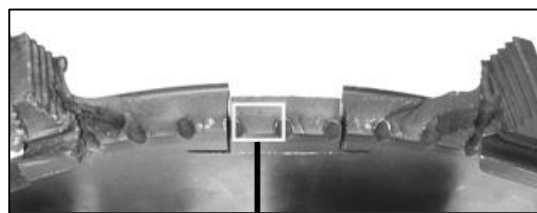
Развивающиеся в эксплуатационных условиях трещины малоциклового усталости (МЦУ) в высоконапряжённых зонах дисков авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) проходят через стадию устойчивого роста (УР), на которой реализуется высокоэнергоёмкий механизм периодического расслаивания-разрыва (МПРР), задерживающий развитие трещины [1-6]. При действии МПРР перед фронтом трещины в каждом цикле нагружения формируются локальные стопперы в виде поперечных расслоений, ограничивающих рас-

пространение трещины. В таких условиях безопасное развитие трещины МЦУ может происходить в течение многих тысяч циклов и составлять значительную часть наработки диска от начала эксплуатации до разрушения, что следует учитывать при разработке методов определения показателей циклической долговечности дисков АГТД, для которых МЦУ является основным повреждающим фактором.

В качестве примера на рис.1,а показан разрушенный в условиях эксплуатации диск турбины высокого давления (ТВД).



а



б

Рис.1. Разрушенный в результате развития трещин МЦУ диск ТВД (а) и поверхность разрушения (б)

Разрушение произошло в результате развития трещин МЦУ, которые зародились в области перехода от полотна к ободу в нескольких соседних перемычках между отверстиями для подвода охлаждающего воздуха, а затем объединились, приведя к обрыву фрагмента обода.

Реконструированный по результатам микрофрактографических исследований период роста трещин составил около 80% общей долговечности диска ТВД, из них период УР занял 75%, т.е. около 60% долговечности, причём УР продолжался только до глубины трещины ≈ 2 мм (рис.1,б) [3], в то время как толщина полотна в зоне развития трещин – около 15мм. На стадии УР трещины в каждой перемычке между отверстиями развивались независимо и имели простую удобную для расчётного моделирования полуэллиптическую конфигурацию.

Долговечностью называют свойство объекта, заключающееся в его способности не достигать предельного состояния (ПС) в течение некоторой наработки, а ресурсом – показатель долговечности, характеризующий её по наработке от начала или возобновления эксплуатации; в зависимости от выбора начальной наработки и ПС разли-

чают ресурсы до первого ремонта, между ремонтами, остаточный, на этапе развития трещины и т.д. [7-8]. Введём следующие определения и обозначения: $(ПС)_1$ – появление трещины МЦУ; $(ПС)_2$ – начало её неустойчивого роста; D_{i1} и P_{i1} , D_{i2} и P_{i2} – локальные долговечность и ресурс до наступления $(ПС)_1$ и $(ПС)_2$ в i -й высоконапряжённой зоне диска. Определим локальную живучесть ($Ж_i$) как свойство диска с трещиной МЦУ в i -й зоне не достигать в этой зоне $(ПС)_2$ в течение некоторой наработки; при этом показатель живучести по наработке назовём локальным ресурсом живучести ($РЖ_i$). Тогда

$$РЖ_i = P_{i2} - P_{i1},$$

откуда

$$P_{i2} = P_{i1} + РЖ_i. \quad (1)$$

Определённая таким образом локальная долговечность в каждой высоконапряжённой зоне диска обладает аддитивными свойствами, а локальный ресурс является аддитивной величиной, т.е. долговечность D_{i2} (ресурс P_{i2}) до наступления $(ПС)_2$ равна сумме долговечности D_{i1} (ресурса P_{i1}) до наступления $(ПС)_1$ и живучести $Ж_i$ (ресурса живучести $РЖ_i$) (рис.2).

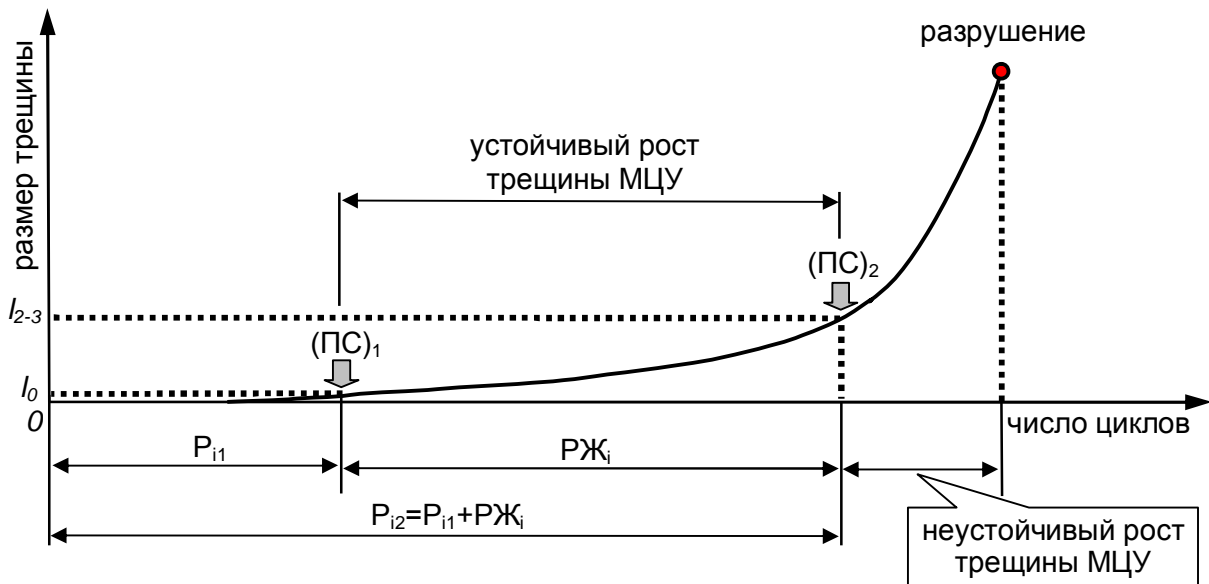


Рис.2. Схема развития МЦУ в высоконапряжённой зоне диска авиадвигателя

В качестве ресурса P диска примем ресурс P_2 до первоочередного наступления $(ПС)_2$, т.е.

$$P = P_2 = \min(P_{i2}). \quad (2)$$

Ресурс диска до первоочередного наступления $(ПС)_1$ и ресурс живучести диска определяются следующим образом:

$$P_1 = \min(P_{i1}), \quad (3)$$

$$PЖ = \min(PЖ_i). \quad (4)$$

Зону диска с минимальным значением P_{i2} назовём критической зоной (КЗ). Зоны с минимальными значениями P_{i1} и $PЖ_i$ обозначим как $(КЗ)_1$ и $(КЗ)_2$. Если $(КЗ)_1$ и $(КЗ)_2$ совпадают (и, следовательно, совпадают с КЗ), то аддитивными являются также ресурсы диска (2)-(4):

$$P = P_2 = P_1 + PЖ.$$

В этом случае P_1 (3) и $PЖ$ (4) можно определить независимо друг от друга, а затем найти P_2 (5). Если $(КЗ)_1$ и $(КЗ)_2$ не совпадают, то необходимо в каждой высоконапряжённой зоне определить P_{i1} и $PЖ_i$, вычислить значения P_{i2} (1) и выбрать в качестве P_2 минимальное из этих значений. При этом КЗ может совпадать с $(КЗ)_1$ или с $(КЗ)_2$, а может и не совпадать ни с одной из этих зон.

Составляющие ресурс P_2 величины обусловлены разными процессами, уровень понимания которых (и, соответственно, возможность адекватного моделирования) принципиально различаются. Ресурс P_1 до появления трещины связан с накоплением в высоконапряжённых зонах диска рассеянных усталостных повреждений, не имеющих в настоящее время измеримой характеристики, что затрудняет проведение верифицируемых расчётов. Этот ресурс устанавливается на основании эквивалентно-циклических испытаний или с использованием расчёта НДС диска и результатов испытаний образцов на МЦУ. Что касается ресурса живучести, то он обусловлен устойчивым ростом трещин МЦУ, который имеет измеримую характеристику скорости роста трещины (СРТ) (шаг усталостных бороздок) и описывается физически обоснованной верифицированной математической моделью [1-4], в рамках которой шаг бороздок S связан с размахом коэффициента интенсивности напряжений (КИН) ΔK кинетическим уравнением

$$S(l) = 10 [\Delta K(l) / E]^2 \quad (6)$$

(E – модуль Юнга, l – длина (глубина) трещины), а период УР при простых циклах нагружения (ПЦН), характерных для дисков двигателей гражданской авиации, определяется по формуле

$$N_{ПЦН} = \frac{E^2}{10} \int_{l_0}^{l_{2-3}} \frac{dl}{[\Delta K(l)]^2}, \quad (7)$$

где l_0 – начальная длина (глубина) трещины, l_{2-3} – длина (глубина) трещины, соответствующая $(ПС)_2$ (верхней границе УР) [1-4]. При сложных циклах нагружения (СЦН), типичных для двигателей манёвренной авиации (рис.3), период УР может быть определён по формуле [3]

$$N_{СЦН} = \frac{E^2}{10A} \int_{l_0}^{l_{2-3}} \frac{dl}{[\Delta K_I(l)]^2}, \quad (5) \quad (8)$$

где

$$A = \max A_L(l), A_K(l) = \sum_{j=1}^k n_j \left[\frac{\Delta K_j(l)}{\Delta K_I(l)} \right]^2. \quad (9)$$

Здесь n_j – число простых циклов (подциклов) j -го типа в СЦН, содержащем L типов подциклов; $\Delta K_j(l)$ – зависимость ΔK от l , отвечающая подциклу j -го типа (значения ΔK_j для всех подциклов каждого СЦН цикла вычисляются при величине l , соответствующей началу этого СЦН); индекс $j=1$ соответствует подциклу с максимальным размахом напряжений, индекс $j=2$ – подциклу со следующим по величине размахом напряжений и т.д. Величина модуля Юнга E определяется при максимальной для подциклов температуре. При полётных СЦН $n_j=1$, $A_j=1$ и функция $A_K(l)$ (9) характеризует увеличение СРТ в полётном цикле (ПЦ) (по сравнению с простым циклом с размахом КИН ΔK_I) при действии подциклов от 2-го до k -го типа (при $k=L$ – при действии всех подциклов). Сравнивая соотношения (7) и (8), получим следующие условия эквивалентности между простыми и сложными циклами нагружения при УР трещин МЦУ:

1) $N_{ПЦН} = N_{СЦН}$, если $\Delta K = A^{1/2} \Delta K_I$, т.е. СЦН с максимальным размахом КИН ΔK_I эквивалентен простому циклу с размахом КИН $A^{1/2} \Delta K_I$;

2) $N_{ПЦН} = AN_{СЦН}$, если $\Delta K = \Delta K_I$, т.е. СЦН с максимальным размахом КИН ΔK_I эквивалентен A простым циклам с тем же размахом КИН;

3) $N_{СЦН} = N_{ПЦН}/A$, если $\Delta K = \Delta K_I$, т.е. период УР при СЦН с максимальным размахом КИН ΔK_I в A раз меньше, чем при простых циклах с тем же размахом КИН.

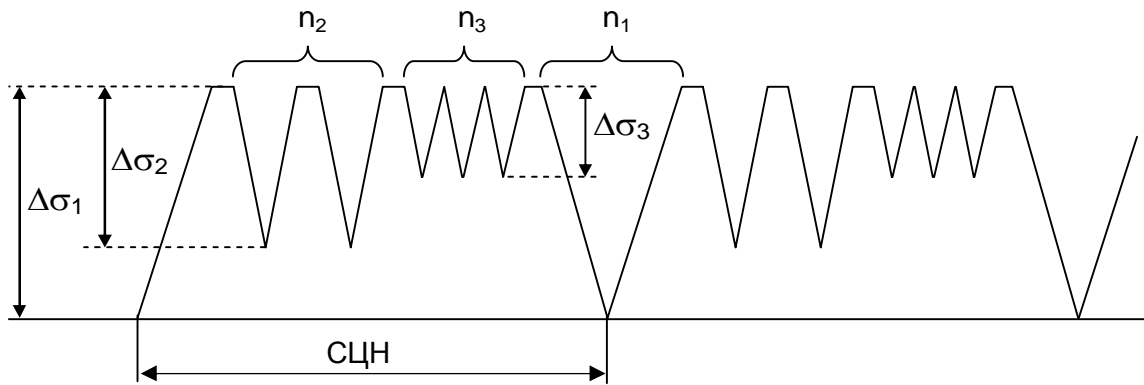


Рис.3. Схема сложного цикла нагружения (СЦН)

Существенное отличие РЖ от P_1 состоит также в том, что если P_1 изменяется в широких пределах в зависимости от различных технологических факторов (в частности, от состояния поверхности) и может вообще отсутствовать (при наличии крупного дефекта в высоконапряжённой зоне диска), то РЖ слабо зависит от технологических факторов (не зависит от состояния поверхности) и реализуется во всех случаях (за исключением зон с неблагоприятной кристаллографической текстурой в дисках из жаропрочных титановых сплавов [6]), поскольку трещины МЦУ всегда (за указанным исключением) проходят через стадию УР перед достижением $(ПС)_2$. Следовательно, РЖ (4) является гарантированным ресурсом и может использоваться как нижняя оценка ресурса дисков АГТД.

Таким образом, в соответствии с изложенной концепцией аддитивности циклической долговечности (КАЦД) ресурс диска до первого капитального ремонта (осмотра методами дефектоскопического контроля (ДК)) и между капитальными ремонтами (осмотрами методами ДК) целесообразно определять следующим образом:

1. На этапе проектирования диска рассчитываются с использованием соотношений (7) (при ПЦН) или (8) (при СЦН) значения периодов УР N_i трещин МЦУ в высоконапряжённых зонах и определяется РЖ

$$РЖ = \min(N_i), \quad (10)$$

который является нижней оценкой ресурса диска, и соответствующая ему $(КЗ)_2$. Для дисков из деформируемых сплавов расчёты проводятся от нижней границы устойчивого роста l_{1-2} ($l_0=l_{1-2}$), а для дисков из гранулируемых сплавов – от размера l_D максимального дефекта, не выявляемого метода-

ми ДК перед началом эксплуатации ($l_0=l_D$). Значения l_{1-2} и l_{2-3} в каждой зоне вычисляются из уравнения (6) и зависимости $\Delta K(l)$ при величинах шага бороздок $S_{1-2}=0,1$ мкм и $S_{2-3}=2$ мкм, отвечающих нижней и верхней границам УР; значение l_D определяется на основе предварительных фрактографических исследований дефектов в образцах из материала диска.

2. Для дисков из деформируемых сплавов:

2.1. при ЭЦИ устанавливается циклическая наработка N_0 до появления трещины МЦУ длиной (глубиной) l_1 в $(КЗ)_2$; если $(КЗ)_2$ не совпадает с $(КЗ)_1$, то при этой наработке в $(КЗ)_1$ и, возможно, в других высоконапряжённых зонах диска образуются трещины длиной (глубиной) $l_i > l_1$;

2.2. по формулам (7) или (8) рассчитываются периоды УР трещины МЦУ в $(КЗ)_2$ – N_1 (от l_1 до l_{2-3}) и N_2 (от размера l_{DK} минимальной трещины, надёжно выявляемой при ДК в процессе капитального ремонта (осмотра), до l_{2-3}) и периоды УР N_i во всех остальных высоконапряжённых зонах, где выявлены трещины МЦУ с $l_i > l_1$ (от l_i до l_{2-3});

2.3. определяется безопасный ресурс до первого капитального ремонта (интервал до первого осмотра методами ДК)

$$N_I = \frac{N_0 + \min(N_1, N_i)}{\kappa_I}, \quad (11)$$

где κ_I – коэффициент запаса, учитывающий главным образом неопределённость при нахождении величины N_0 ;

2.4. определяется безопасный межремонтный ресурс (интервал между последующими осмотрами методами ДК)

$$N_{II} = \frac{N_2}{\kappa_{II}}, \quad (12)$$

где κ_{II} – коэффициент запаса, учитывающий главным образом неопределённость при выявлении трещины в процессе ДК.

3. Для дисков из гранулируемых сплавов:

3.1. рассчитываются периоды УР трещины МЦУ в $(K3)_2 - N_3$ (от l_D до l_{2-3}) и N_2 (от l_{DK} до l_{2-3});

3.2. определяется безопасный ресурс до первого капитального ремонта (интервал до первого осмотра методами ДК)

$$N_I = \frac{N_3}{\kappa_I}, \quad (13)$$

или при наличии данных об инкубационном периоде N_4 (наработке до начала развития трещины МЦУ от максимального не выявляемого методами ДК дефекта, расположенного в $(K3)_2$)

$$N_I = \frac{N_3 + N_4}{\kappa_I}; \quad (14)$$

3.3. определяется по формуле (12) безопасный межремонтный ресурс (интервал между последующими осмотрами методами ДК).

При определении показателей долговечности (10) - (14) используются расчёты периода УР при различных начальных размерах трещин, соответствующих: 1) нижней границе УР l_{1-2} ; 2) размеру выявленных при ЭЦИ трещин l_i ; 3) размеру минимальной трещины l_{DK} , надёжно выявляемой применяемыми при ремонтах (осмотрах) методами ДК; 4) размеру максимального дефекта l_D , не выявляемого методами ДК перед началом эксплуатации. Для нахождения всех этих значений удобно использовать диаграмму живучести (ДЖ) – график зависимости периода УР от начального размера трещины [6, 9]. Расчётная ДЖ описывается функцией

$$R(l) = \frac{E^2}{10A} \int_l^{l_{2-3}} \frac{dl}{[\Delta K(l)]^2}. \quad (15)$$

При простых циклах нагружения $A=1$, при сложных циклах параметр A вычисляется по формуле (9) (в этом случае ΔK – размах КИН в максимальном подцикле СЦН). Диаграммы живучести (15) определяют наработку диска с трещиной МЦУ (размером $l < l_{2-3}$) до наступления $(ПС)_2$, т.е. до достижения трещиной размера l_{2-3} . При

$l=l_{1-2}$, $l=l_i$, $l=l_I$ и $l=l_D$ по ДЖ находятся значения N_i , N_I и N_3 , которые используются для определения показателей долговечности (10), (11), (13) и (14). При $l=l_{DK}$ по ДЖ определяется безопасный межремонтный ресурс (интервал ДК) (12), при котором не обнаруженные при ремонте (осмотре) трещины гарантированно не достигнут $(ПС)_2$ до следующего ремонта (осмотра). Консервативность такой оценки обеспечивается тем, что: 1) после достижения трещиной величины l_{2-3} трещина может распространяться ещё значительное число циклов без потери диском функциональной способности; 2) расчёт ведётся от длины надёжно выявляемой трещины, в то время как не обнаруженные при контроле трещины должны иметь меньшую длину; 3) применяется коэффициент запаса κ_{II} .

В качестве примера на рис.4 показаны ДЖ (15) диска ТВД двигателя манёвренной авиации с поверхностными полуэллиптическими трещинами, которые развивались в процессе натурных испытаний в цилиндрическом сечении диска в критической зоне – в области сопряжения поверхностей полотна и полки лабиринта (рис.5). Диаграммы приведены в зависимости от глубины трещины (рис.4а) и её длины на поверхности полотна (рис.4б) (соотношение между глубиной и длиной максимальных трещин в диске на всём протяжении их развития определялось в процессе фрактургического анализа [9]). Как видно на рис.4, если при ДК минимальная глубина надёжно выявляемой трещины составляет 0,2; 0,4 или 0,6мм (что отвечает длине трещины на поверхности полотна 3,6; 5,8 или 7,5мм), то безопасный межремонтный ресурс (интервал ДК) (12) (с коэффициентом запаса $\kappa_{II}=2$) составляет 600, 450 или 350 ПЦ, соответственно. В этом случае не обнаруженные при контроле трещины не достигнут $(ПС)_2$ до следующего ремонта (осмотра). Первую диаграмму целесообразно использовать в том случае, когда при ДК контролируется глубина трещины, вторую – когда контролируется длина трещины на поверхности диска (например, при капиллярной дефектоскопии).

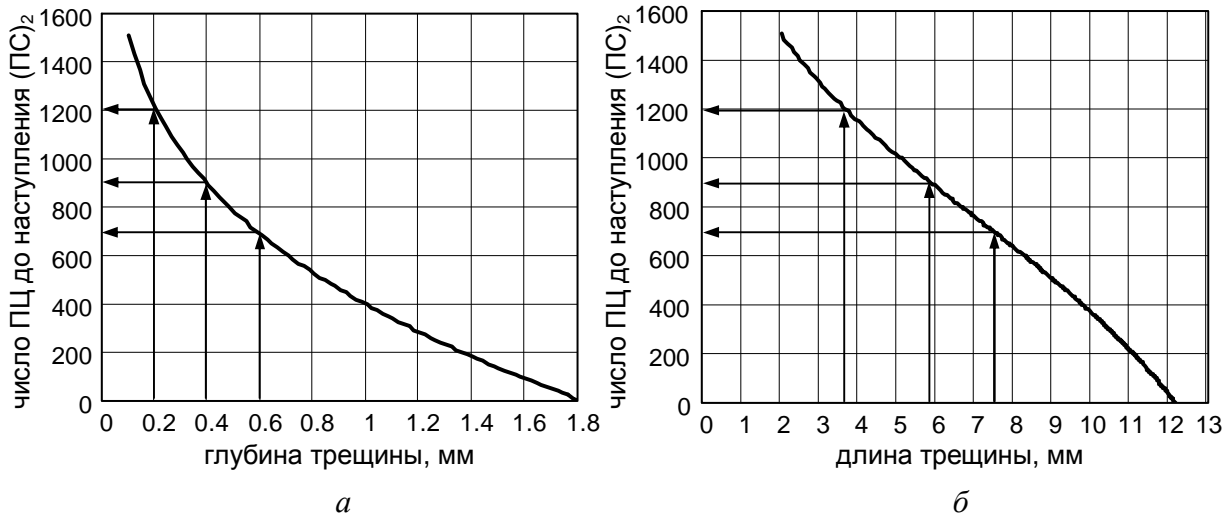


Рис.4. Диаграммы живучести диска ТВД с трещинами в критической зоне диска

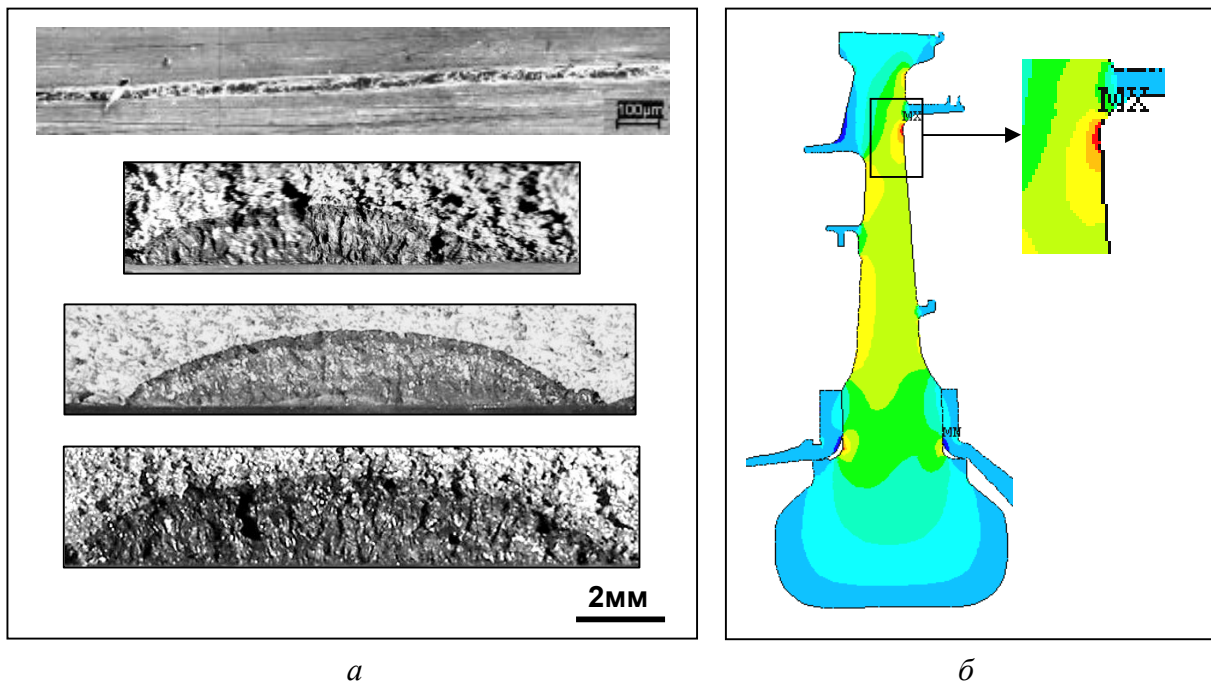


Рис.5. Трещины в критической зоне диска ТВД (показан фрагмент трещины на поверхности полотна и изломы по вскрытым трещинам) (а); распределение радиальных напряжений в диске на максимальном режиме (б)

В заключение рассмотрим применение КАЦД для определения ресурса дисков из гранулируемых сплавов. На рис.6а показано распределение на максимальном режиме окружных напряжений в проектируемом диске КВД (из гранулируемого никелевого сплава ВВ751П) двигателя гражданской авиации: КЗ находится в области перехода ступицы в полотно. При расчёте ресурса живучести диска с дефектами (РЖ_д) по формуле (7) предполагалось, что керамическое включение максимального

размера $l_D=100\text{мкм}$, обнаруженное в очагах развития трещин МЦУ в образцах из материала диска, располагается у поверхности в наиболее напряжённой области диска. Верхняя граница УР $l_{2-3}=4.3\text{мм}$ определялась из кинетического уравнения (6) (при шаге бороздок $S_{2-3}=2\text{мкм}$, соответствующем верхней границе УР) и расчётной зависимости $\Delta K(l)$. Как видно на рис.6б, период УР трещины МЦУ (РЖ_д) $N_3 = 8000$ циклов.

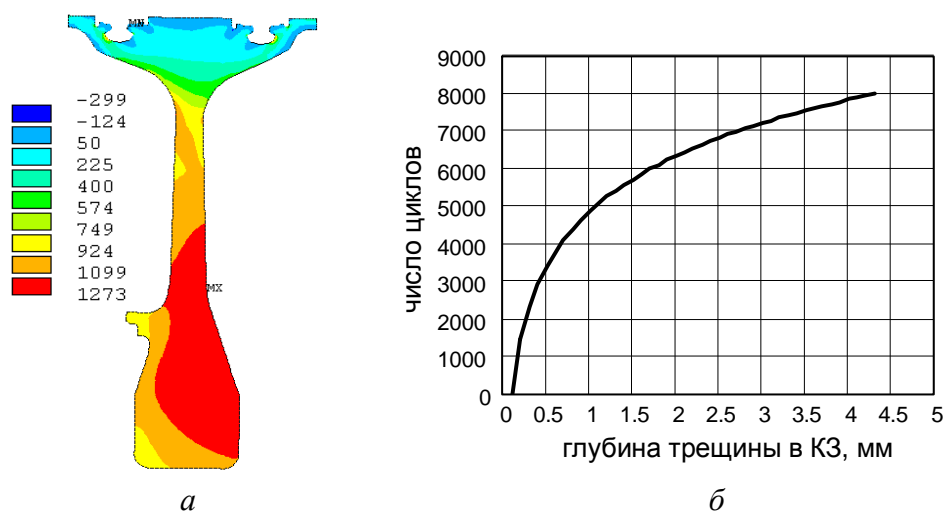


Рис.6. Распределение окружных напряжений в диске КВД на максимальном режиме (МПа) (а) и расчётная зависимость «период устойчивого роста трещины в КЗ – глубина трещины» (б)

Для определения периода N_4 до появления трещины МЦУ в КЗ диска КВД могут использоваться полученные ранее экспериментальные данные о развитии трещин МЦУ при ЭЦИ дисков из гранулируемых никелевых сплавов. На рис.7 показан излом по трещине МЦУ в диске ТВД (из

сплава ЭП741НП), зародившейся от керамического включения размером около 100мкм. Включение располагалось у поверхности фланца; уровень напряжений в области дефекта примерно соответствовал (отличался на 10%) уровню напряжений в КЗ диска КВД.

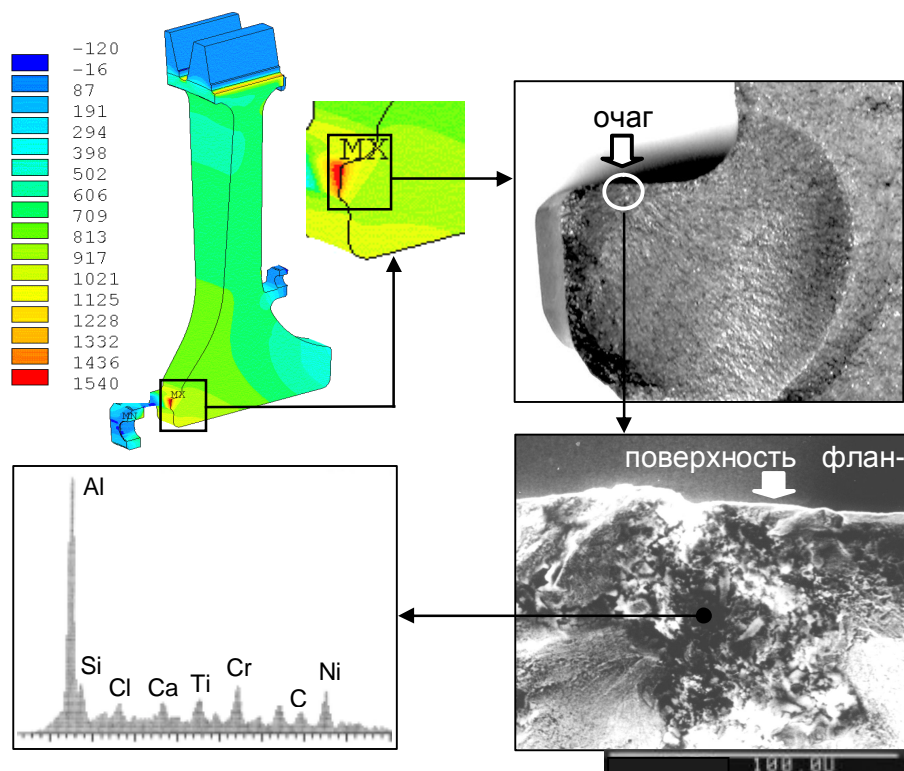


Рис.7. Распределение окружных напряжений в диске ТВД на максимальном режиме (МПа), металлургический дефект в очаге развития трещины МЦУ у поверхности фланца и характеристический рентгеновский спектр дефектной зоны

Наработка диска составила 15000 циклов, при этом, как показали микрофрак-

тографические исследования, трещина от границы дефекта развивалась ≈ 5000 цик-

лов, т.е. ресурс диска ТВД с дефектами $R_{д1}$ до наступления (ПС)₁ $N_4 \approx 10000$ циклов. Учитывая, что размер, местоположение (непосредственно у поверхности диска) и тип реального дефекта в диске ТВД те же, что и у предполагаемого дефекта в диске КВД, а уровень напряжений в области дефекта у дисков КВД и ТВД близки, при оценке ресурса диска КВД можно в первом приближении использовать величину наработки $N_4 \approx 10000$ циклов до появления трещины МЦУ от дефекта в диске ТВД. Тогда

определённый в соответствии с КАЦД ресурс диска КВД с дефектами до первого капитального ремонта (осмотра методами ДК) $R_{д2} = R_{д1} + R_{Жд}$ без учёта коэффициента запаса составляет $N_1 = N_4 + N_3 = 10000 + 8000 = 18000$ циклов (формула (14)). Консервативность этой оценки обеспечивается тем, что максимальный дефект располагается в наиболее напряжённом месте диска и не учитывается период неустойчивого роста трещины МЦУ.

Библиографический список

1. Туманов Н.В. Стадийность кинетики усталостных трещин и механизм периодического расслаивания-разрыва // Труды Первой междунар. конференции «Деформация и разрушение материалов». Т. 1. М.: ИМЕТ РАН, 2006. С. 85-87.

2. Туманов Н.В., Лаврентьева М.А., Черкасова С.А. Реконструкция и прогнозирование развития усталостных трещин в дисках авиадвигателей // Конверсия в машиностроении. 2005. № 4-5. С. 98-106.

3. Туманов Н.В., Лаврентьева М.А., Черкасова С.А., Серветник А.Н. Моделирование устойчивого роста усталостных трещин в дисках турбины авиадвигателей при простом и сложном циклах нагружения // Вестник СГАУ. 2009. № 3(19), ч. 1. С. 188-199.

4. Туманов Н.В. Физико-механические аспекты устойчивого роста усталостных трещин // Вестник МАИ. 2011. Т. 18, № 2. С. 132-136.

5. Ножницкий Ю.А., Туманов Н.В., Черкасова С.А., Лаврентьева М.А. Фрактографические методы определения остаточного

ресурса дисков авиационных газотурбинных двигателей // Вестник УГАТУ. 2011. Т. 15, № 4(44). С. 39-45.

6. Туманов Н.В., Черкасова С.А., Лаврентьева М.А., Воробьева Н.А. Исследование механизмов развития трещин малоциклового усталости в дисках авиадвигателей в условиях эксплуатации и оценка остаточной долговечности дисков // Вестник СГАУ. 2011. № 3(27), ч. 2. С. 175-184.

7. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1990. 448 с.

8. Махутов Н.А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность. В 2-х томах. Т.2: Обоснование ресурса и безопасности. Новосибирск: Наука, 2005. 610 с.

9. Туманов Н.В., Лаврентьева М.А., Черкасова С.А. Прогнозирование остаточного ресурса дисков турбины авиадвигателей на основании расчёта периода устойчивого роста трещин малоциклового усталости // Вестник МАИ. 2011. Т. 18, № 5. С. 33-41.

Информация об авторах

Туманов Николай Ваганович, кандидат технических наук, начальник сектора, Центральный институт авиационного моторостроения (ЦИАМ). E-mail: tumanov@rtc.ciam.ru. Область научных интересов: динамика и прочность авиадвигателей, анализ разрушений, механизмы разрушения, кинетика усталостных трещин,

электронная фрактография, конечно-элементное моделирование трещин.

Лаврентьева Марина Александровна, ведущий конструктор, Центральный институт авиационного моторостроения. Область научных интересов: кинетика усталостных трещин, конечно-элементное моделирование трещин.

CONCEPTION OF CYCLE LIFE ADDITIVITY AND ITS APPLICATION FOR DETERMINING THE RESOURCE OF AERO ENGINE DISKS

© 2014 N.V. Tumanov, M.A. Lavrentyeva

Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russian Federation

Taking into account the universal character and high energy intensity of the mechanism of low cycle fatigue (LCF) crack stable growth which ensures a long safety period for the growth of such cracks a conception of cycle life additivity is proposed. According to the conception the cycle life of an aero engine disk is determined up to the limiting state connected with the transition of a LCF crack to unstable growth in the critical area of a disk. The cycle life prior to the first overhaul is calculated by adding the life cycle before the crack origination and that of stable crack growth (survivability resource); the overhaul period is determined by the survivability resource. The latter is also the lower bound of the disk life at the design stage. To estimate the overhaul period we suggest using survivability diagrams representing the dependence of LCF crack stable growth in the critical area of the disk on the size of the crack. Methods of constructing survivability diagrams have been developed for simple and complex loading cycles. Examples of applying the conception for the estimation of cycle life of aero engine disks made of wrought and powder alloys are presented.

Cycle life, aero engine disks, limiting states, low cycle fatigue, stable growth of fatigue cracks.

References

1. Tumanov N.V. Fatigue crack kinetic stages and mechanism of periodic splitting-rupture // Proceedings of the 1st International Conference «Deformation and fracture of materials». V. 1. Moscow: IMET RAN Publ., 2006. P. 85-87. (In Russ.)
2. Tumanov N.V., Lavrentyeva M.A., Cherkasova S.A. Reconstitution and prediction of fatigue crack propagation in aero engine disks // Conversion in machine building of Russia. 2005. No. 4-5. P. 98-106. (In Russ.)
3. Tumanov N.V., Lavrentyeva M.A., Cherkasova S.A., Servetnik A.N. Modeling stable growth of fatigue cracks in aero engine turbine disks under simple and complex loading cycles // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2009. No. 3(19), part 1. P. 188-199. (In Russ.)
4. Tumanov N.V. Physical and mechanical aspects of fatigue crack stable growth // Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. 2011. V. 18, no. 2. P. 132-136. (In Russ.)
5. Nozhnitsky Yu.A., Tumanov N.V., Cherkasova S.A., Lavrentyeva M.A. Fractographic methods of residual life estimation for aero engine disks // Vestnik UGATU. 2011. V. 15, no. 4(44). P. 39-45. (In Russ.)
6. Tumanov N.V., Cherkasova S.A., Lavrentyeva M.A., Vorobyeva N.A. Study of mechanisms of low cycle fatigue crack propagation in aero engine disks under operating conditions and disk residual life estimation // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2011. No. 3(27), part 2. P. 175-184. (In Russ.)
7. Bolotin V.V. Resurs mashin i konstruktsiy [Life of machines and structures]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1990. 448 p.
8. Makhutov N.A. Konstruktsionnaya prochnost', resurs i tekhnogennaya bezopasnost' [Structural integrity, life and technotronic security]. V. 2. Life and safety substantiation. Novosibirsk: Nauka Publ., 2011. 610 p.
9. Tumanov N.V., Lavrentyeva M.A., Cherkasova S.A. Prediction of residual life of aero engine turbine disks based on the calculation of low cycle fatigue crack stable growth // Vestnik MAI. 2011. V. 18, no. 5. P. 33-41. (In Russ.)

About the authors

Tumanov Nikolai Vaganovich, Candidate of Science (Engineering), Head of Sector, Central Institute of Aviation Motors (CIAM). E-mail: tumanov@rtc.ciam.ru. Area of Research: dynamics and strength of aero engines, failure analysis, fracture mechanisms, fatigue

crack kinetics, electronic fractography, finite element crack modeling.

Lavrentyeva Marina Alexandrovna, Leading Designer of Central Institute of Aviation Motors. Area of Research: fatigue crack kinetics, finite element crack modeling.

УДК 621.452-226:620.191

КИНЕТИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ УСТОЙЧИВОГО РОСТА ТРЕЩИН МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ

© 2014 Н.В. Туманов

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

На основе анализа литературных данных о корреляции коэффициентов эмпирического уравнения Пэриса, связывающего степенной зависимостью скорость роста трещины усталости (СРТУ) с размахом коэффициента интенсивности напряжений (КИН), установлено, что указанное уравнение содержит скрытый параметр, нормирующий величину размаха КИН, причём как сам параметр, так и коэффициент пропорциональности между СРТУ и некоторой степенью пронормированного размаха КИН являются постоянными или слабо изменяющимися величинами для сплавов разного типа на одной и той же основе. Из соображений размерности и симметрии определены природа этого параметра, а также величины коэффициента пропорциональности и показателя степени. В результате получено кинетическое уравнение, совпадающее с кинетическим уравнением устойчивого роста трещин малоцикловой усталости (МЦУ), выведенным ранее с использованием физически обоснованной математической модели. Такое же уравнение получено при обработке приведённых в литературе экспериментальных данных, описывающих кинетику трещин МЦУ в стандартных образцах на стадии устойчивого роста с использованием в качестве меры СРТУ шага усталостных бороздок. Приведены примеры применения указанного уравнения для моделирования устойчивого роста трещин МЦУ в дисках авиадвигателей.

Кинетика усталостных трещин, уравнение Пэриса, малоцикловая усталость, усталостные бороздки.

Необходимую для расчётного прогнозирования кинетики усталостных трещин (КУТ) зависимость скорости роста трещины усталости (СРТУ) V от размаха коэффициента интенсивности напряжений (КИН) ΔK обычно получают на основании испытаний стандартных образцов по

стандартизированной методике (например, [1]). Графическое представление зависимости V от ΔK (при постоянном коэффициенте асимметрии цикла R и всех других условиях испытания) называют диаграммой циклической трещиностойкости (кинетической диаграммой) (рис.1а).

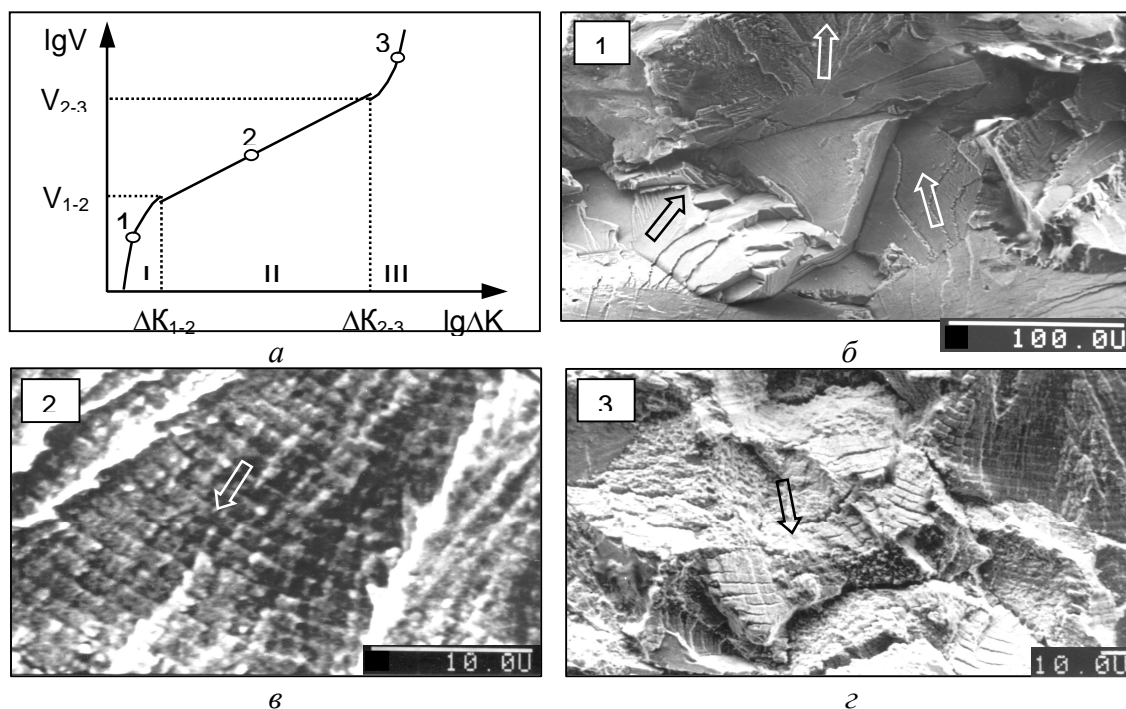


Рис.1. Схема трёхстадийной кинетической диаграммы V - ΔK (а) и характерный факторельеф на каждой стадии (стрелки – локальные направления роста трещины): б – сколы, в – усталостные бороздки, г – бороздки+микроямки

Типичная диаграмма V - ΔK в двойных логарифмических координатах состоит из трёх участков – первый участок низких СРТУ ($V < V_{1-2} \approx 0,1$ мкм/цикл), третий участок высоких СРТУ ($V > V_{2-3} = 2 \div 3$ мкм/цикл) и второй участок устойчивого роста (УР) трещины ($V_{1-2} < V < V_{2-3}$) (рис.1а). Каждому участку соответствуют определённый механизм разрушения, локализованный на фронте трещины, и обусловленный этим механизмом характерный микрорельеф поверхности разрушения (фрактурелъеф) (рис.1б-г).

Для описания СРТУ предложены многочисленные аналитические зависимости (уже в 1980г. в обзоре [2] были приведены 64 формулы для расчёта СРТУ, из них 35 – с использованием КИН), имеющие ограниченные прогностические возможности. Наибольшее распространение получило хорошо аппроксимирующее второй участок диаграммы V - ΔK степенное (линейное в двойных логарифмических координатах) эмпирическое уравнение Пэриса [3]

$$V = C \Delta K^m. \quad (1)$$

Однако применение зависимости (1), полученной при испытаниях стандартных образцов, для описания кинетики трещин малоциклового усталости (МЦУ) в деталях приводит к результатам, которые существенно отличаются от экспериментальных данных. В качестве примера на рис.2а показаны изломы по двум вскрытым трещинам МЦУ, которые развились при эквивалентно-циклических испытаниях (ЭЦИ) при одном и том же режиме нагружения в идентичных местах (в области болтовых отверстий) двух дисков ТВД одинаковой конструкции, а на рис.2б приведены две фрактографически реконструированные (на основании измерения шага усталостных бороздок вдоль пути распространения трещины) экспериментальные кинетические зависимости «число циклов N – глубина трещины l » для этих трещин и две расчётные зависимости $N(l)$. Последние определены с использованием двух кинетических уравнений (1), полученных

в двух разных организациях при испытаниях лабораторных образцов с трещинами из материала диска при той же температуре (около 500°C), что и в области развития трещин при ЭЦИ. Как видно, расчётные значения периода УР трещины (до глубины 3мм) отличаются от экспериментальных данных в одном случае в 1,5 раза, в другом – более чем в 3 раза, а между собой результаты расчётного прогнозирования различаются в 5 раз (при расчётах использовались одни и те же фрактографически реконструированные данные о конфигурации фронта трещин в процессе их развития). Отметим при этом, что экспериментальные зависимости $N(l)$ для двух исследованных трещин близки между собой, что свидетельствует о закономерном характере УР, обеспечивающем возможность его надёжного детерминированного прогнозирования.

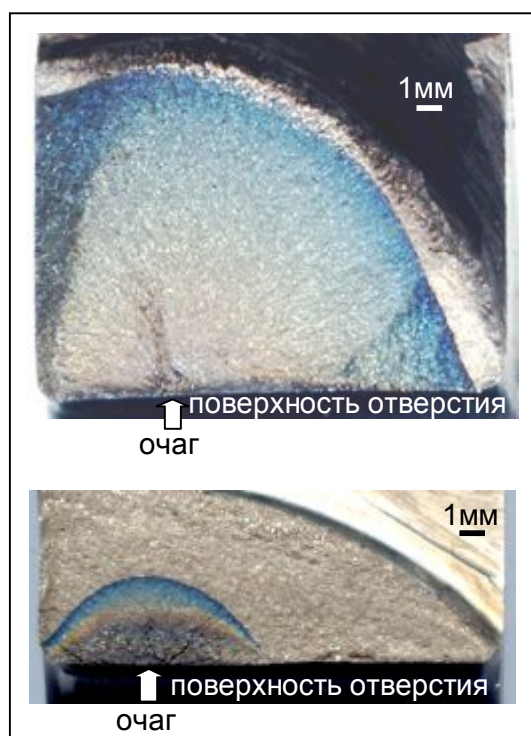
На основании анализа результатов испытаний стандартных образцов из различных металлических материалов была обнаружена закономерность, свидетельствующая ещё об одном недостатке уравнения (1): с начала 70-х годов прошлого века в многочисленных исследованиях кинетики усталостных трещин в образцах из сплавов на основе железа, алюминия, никеля и титана отмечалось (в частности, в работах [1,2, 4-8]), что коэффициент пропорциональности C и показатель степени m не являются независимыми характеристиками, а связаны уравнением линейной регрессии

$$\lg C = -a - mb \quad (a > 0, b > 0), \quad (2)$$

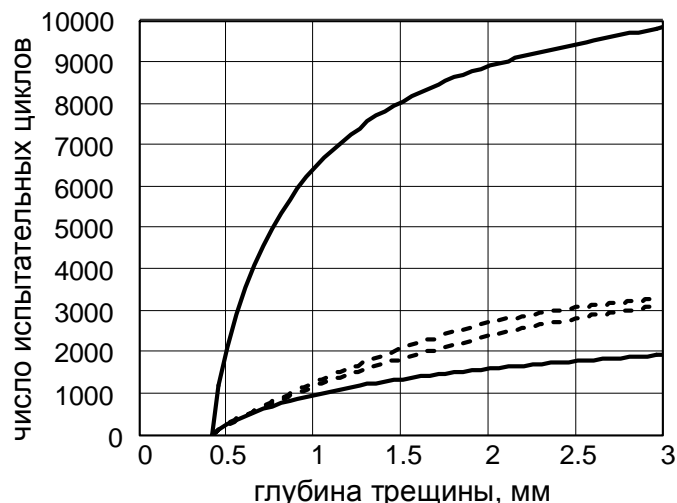
где параметры a и b для сплавов разного типа на одной и той же основе являются постоянными или слабо изменяющимися величинами по сравнению с изменением $\lg C$ и m . Тогда $C = 10^{-a-mb}$ и (1) принимает вид

$$V = P(\Delta K / Q)^m, \quad (3)$$

где $P = 10^{-a}$ ($0 < P < 1$) и $Q = 10^b$ ($Q > 1$). Как видно из (3), кинетические зависимости при различных значениях m пересекаются в точке, в которой ΔK и V численно равны Q и P , соответственно.



а



б

Рис.2. Изломы по двум вскрытым трещинам МЦУ, развившимся при ЭЦИ в идентичных местах двух дисков ТВД одинаковой конструкции (а); расчётные (сплошные линии) и экспериментальные (пунктирные линии – микрофрактографическая реконструкция) кинетические зависимости для этих трещин (б)

Из уравнения (2) и вытекающего из него соотношения (3) следует, что зависимость (1) содержит скрытый параметр, нормирующий величину ΔK , причём как сам параметр, так и коэффициент пропорциональности между СРТУ и некоторой степенью пронормированного размаха КИН являются постоянными или слабо изменяющимися величинами для сплавов разного типа на одной и той же основе. Природа этого параметра, а также величины коэффициента пропорциональности и показателя степени могут быть определены из следующих общих соображений.

Поскольку (3) описывает КУТ на втором участке кинетической диаграммы, где доминирующим фрактурельфом являются усталостные бороздки, шаг S которых характеризует подрастание трещины за цикл нагружения ($S=dl/dN=V$) (рис.3), соотношение (3) принимает вид

$$S = P(\Delta K / Q)^m. \quad (4)$$

Локальная трансляционная симметрия бороздчатого фрактурельфа относительно непрерывного переноса вдоль фронта трещины (оси z) и конечного переноса вдоль направления роста трещины (оси x)

(рис.3) и равенство элементарного переноса вдоль оси x (шага бороздок S) продвижению локального фронта трещины за цикл нагружения означают, что достижение предельного состояния материала, приводящее к подрастанию трещины, происходит в каждом цикле и (в пределах определённого количества циклов) на одинаковом расстоянии от фронта трещины. Предположим, что нагружение в каждом цикле происходит квазистатически (что характерно для трещин МЦУ) и предельное состояние материала определяется некоторым предельным напряжением σ_* . Применим силовой критерий разрушения $\sigma=\sigma_*$, причём с учётом указанных выше элементов симметрии фрактурельфа, отражающих пространственную и временную симметрию (периодичность) процесса разрушения, условие разрушения реализуется не в точке и не однократно, как в классических теориях прочности, а вдоль параллельной фронту линии в каждом цикле нагружения. Очевидно, что параметр σ_* должен входить в формулу (4), поскольку скорость развития разрушения (СРТУ S) зависит не только от ха-

рактеристики локальной напряженности перед фронтом усталостной трещины (размаха КИН ΔK), но и от характеристики прочности материала, в котором развивается трещина. Если кинетика трещин МЦУ на втором участке кинетической диаграммы обусловлена только этими тремя параметрами (S , ΔK и σ_*), то на основе анализа размерностей входящих в (4) величин получим $Q = \sigma_*$ и $m = 2$, т.е.

$$S = P(\Delta K / \sigma_*)^2, \quad (5)$$

где P – безразмерная постоянная. Её значение, а также величину предельных напряжений σ_* оценим из следующего условия [9,10]: безразмерные числовые коэффициенты, входящие в полученные на основе анализа размерностей соотношения, должны быть не очень большими и не очень малыми. Поскольку $0 < P < 1$, в соответствии с этим соображением примем $P \geq 0,1$. Так как для жаропрочных титановых сплавов при $\Delta K \approx 10 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$ шаг бороздок $S \approx 10^{-7} \text{ м}$, то при использовании в

качестве σ_* технического предела прочности $\sigma_B \approx 10^3 \text{ МПа}$ или теоретического предела прочности (прочности межатомных связей на отрыв) $\sigma_{th} \approx 0,1E \approx 10^4 \text{ МПа}$ (E – модуль Юнга) из (5) получим $P = 0,001$ или $P = 0,1$, соответственно. Тогда, руководствуясь сформулированным выше условием, в качестве характеристики прочности материала перед фронтом трещины σ_* следует принять $\sigma_{th} \approx 0,1E$. Подстановка $\sigma_* \approx 0,1E$ в (5) при $P = 0,1$ приводит к кинетическому уравнению

$$S \approx 10 (\Delta K / E)^2, \quad (6)$$

которое совпадает с кинетическим уравнением устойчивого роста трещин МЦУ, полученным ранее на основе физического и математического моделирования высокоэнергетического механизма периодического расслаивания-разрыва (МППР), действующего на фронте трещины на второй стадии кинетической диаграммы V - ΔK [11-14].

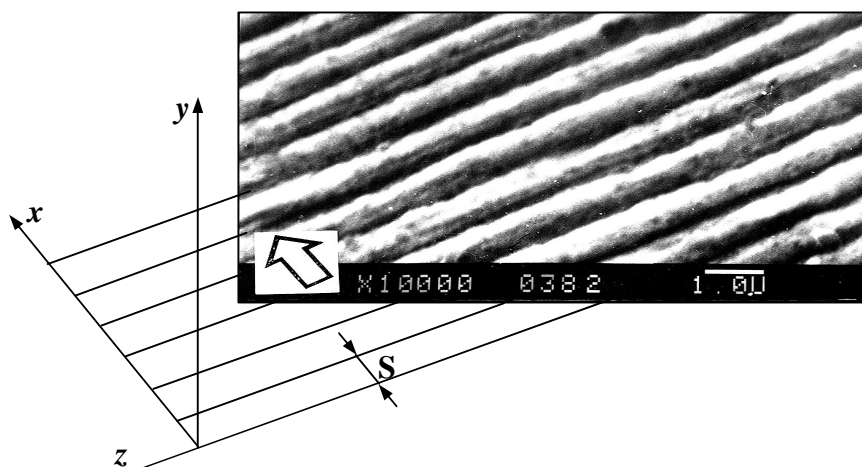


Рис.3. Трансляционная симметрия борозчатого фракторельефа (стрелка – направление роста трещины)

С учётом того, что $S = dl/dN$, имеем

$$N(l) = \int_{l_0}^l \frac{dl}{S(l)}; \quad (7)$$

тогда из (6) и (7)

$$N(l) = \frac{E^2}{10} \int_{l_0}^l \frac{dl}{[\Delta K(l)]^2}. \quad (8)$$

Результаты расчёта по формуле (8) УР трещины МЦУ в диске ТВД (рис.2) приведены на рис.4а (на рис.4б показаны конечно-элементные модели трещин в диске, используемые при определении зависимости $\Delta K(l)$). Как видно, применение кинетического уравнения (6) приводит (в отличие от уравнения Пэриса) к зависимости $N(l)$, практически совпадающей с экспериментальными данными.

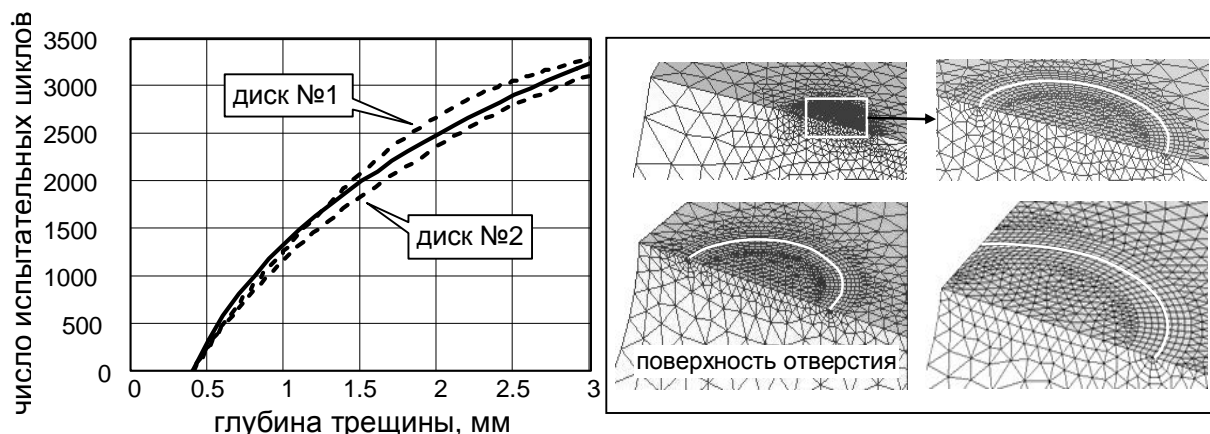


Рис.4. Верификация расчёта развития трещины в диске ТВД (рис.2) с использованием уравнения (6): а – расчётная (сплошная линия) и экспериментальные (пунктирные линии) кинетические зависимости; б – конечно-элементные модели трещин, реконструированные по данным фрактографического анализа и используемые при расчёте кинетической зависимости

Из сравнения соотношений (3) и (5) при $P=0,1$ и $\sigma_*=0,1E$ следует, что $m=2$, $a=1$ и $b=\lg E-1$, т.е. $a=const$, а b слабо изменяется для сплавов каждого типа, что и обеспечивает постоянство коэффициентов a и b в уравнении (2) при разных значениях m . Различие последних, в частности, связано с неточным выделением 2-го участка кинетической диаграммы, в результате чего при построении диаграммы используются также экспериментальные точки, соответствующие 1-му и 3-му участкам, где зависимость V от ΔK существенно круче (производная $dV/d(\Delta K)$ больше) (рис.1а). В тех же случаях, когда СРТУ определяют на основании измерения микроскорости роста трещины (по шагу бороздок S), что почти автоматически обеспечивает выделение 2-го участка (для которого характерен бороздчатый фрактурельеф), получают квадратичные (или близкие к ним) зависимости СРТУ от ΔK для разных материалов (например, [12, 15-17]).

В качестве примера на рис.5 приведены экспериментальные точки, полученные в [7] при измерении макроскорости V и микроскорости S (шага бороздок) при развитии трещины МЦУ в стандартном компактном образце из гранулируемого никелевого сплава ЭП741НП при температуре 400°C (размерность СРТУ –

мм/цикл, размерность ΔK – кгс/мм^{3/2}). Как видно, значения V и S различаются в большей части диапазона изменения ΔK , при этом область изменения СРТУ S ($-3,1 \leq \lg S \leq -2,8$, т.е. $0,8\text{мкм} \leq S \leq 1,6\text{мкм}$) соответствует стадии устойчивого роста, которой отвечает диапазон изменения шага бороздок $0,1 \div 2\text{мкм}$ [18]. По приведённым на рис.5 данным можно оценить параметры D и n степенной зависимости S от ΔK

$$S = D \Delta K^n \tag{9}$$

или

$$\lg S = \lg D + n \lg \Delta K, \tag{10}$$

откуда

$$n = \frac{(\lg S)_2 - (\lg S)_1}{(\lg \Delta K)_2 - (\lg \Delta K)_1}. \tag{11}$$

Прямую (10) проведём через две точки, соответствующие крайним значениям шага бороздок на рис.5; координаты этих точек (с той точностью, которую позволяет приведённый в [7] график): $(\lg \Delta K)_1=2,175$, $(\lg S)_1=-3,1$; $(\lg \Delta K)_2=2,325$, $(\lg S)_2=-2,8$. Тогда из (11) получим $n=0,3/0,15=2$, что совпадает с показателем степени в уравнении (6), а из (10) вычислим $\lg D=-3,1-2 \cdot 2,175=-7,45$ и $D=10^{-7,45}=3,55 \cdot 10^{-8} \text{мм}^4/\text{кгс}^2$, т.е. коэффициент при ΔK^2 в зависимости (9) практически совпадает (отличается на

10%) с аналогичным коэффициентом в уравнении (6) $10/E^2=3,23 \cdot 10^{-8} \text{ мм}^4/\text{кгс}^2$ (модуль Юнга сплава ЭП741НП при $T=400^\circ\text{C}$ – $E=17600 \text{ кгс}/\text{мм}^2$).

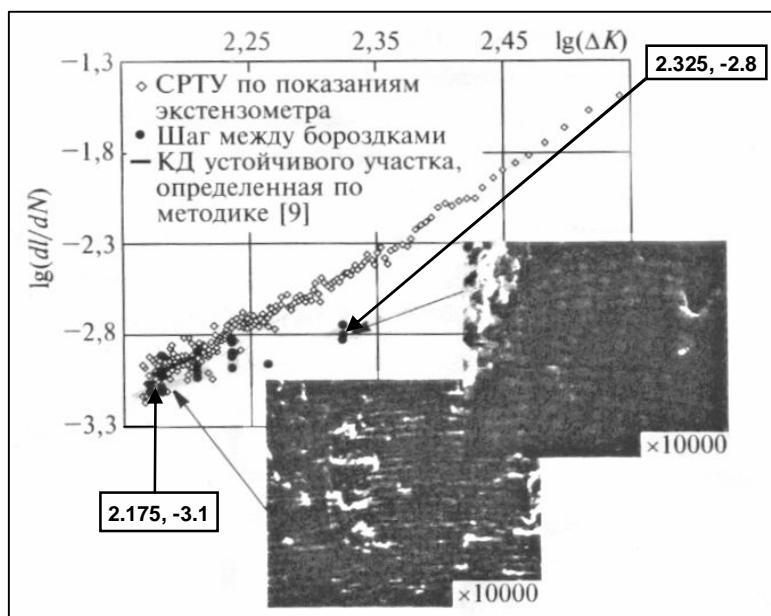


Рис.5. Сопоставление макро- и микроскорости роста трещины МЦУ в компактном образце из сплава ЭП741НП при температуре 400°C (размерность СРТУ – мм/цикл, размерность ΔK – $\text{кгс}/\text{мм}^{3/2}$) [7]

В ряде работ квадратичные зависимости между СРТУ и размахом КИН получены при измерении макроскорости роста трещины V (например, в [19] для алюминиевых сплавов, в [20] для сталей). При этом в [19] применялась специальная методика выделения 2-го участка кинетической диаграммы, а в [20] испытывались на МЦУ образцы с надрезом, что обеспечивало быстрый выход трещины на 2-ю стадию КУТ.

Таким образом, описывающее устойчивый рост трещин МЦУ кинетиче-

ское уравнение (6), которое было получено на основе физически обоснованной математической модели МПРР и верифицировано при сравнении результатов расчёта развития трещин МЦУ в дисках авиадвигателей с данными микрофрактографических исследований [11-14], подтверждается также результатами анализа корреляции коэффициентов уравнения Париса и связи между шагом усталостных бороздок и размахом КИН при развитии усталостных трещин в стандартных образцах.

Библиографический список

1. Механика катастроф. Определение характеристик трещиностойкости конструкционных материалов / под. ред. Е.М. Морозова. М.: Международный институт безопасности сложных технических систем. 1995. 359 с.
2. Romvari P., Tot L., Nad D. Analysis of irregularities in the distribution of fatigue cracks in metals // Strength of Materials. V. 12, no. 12. 1980. P. 1481-1492
3. Paris P., Erdogan F. A critical analysis of crack propagation laws // Journal of Basic Engineering (Trans. ASME). 1963. No. 12. P. 528-534.
4. Niccolls E.H. A correlation for fatigue crack growth rate // Scripta Metallurgica. 1976. V. 10, no. 4. P. 295-298.
5. Tanaka K., Matsuoka S. A tentative explanation for two parameters, C and m , in Paris equation of fatigue crack growth // Int. Journal of Fracture. 1977. V. 13, no. 5. P. 563-584.
6. Ярема С.Я. О корреляции параметров уравнения Париса и характеристиче-

ках циклической трещиностойкости материалов // Проблемы прочности. 1981. № 9. С. 20-28.

7. Потапов С.Д., Перепелица Д.Д. Исследование циклической скорости роста трещин в материалах основных деталей авиационных ГТД // Технология легких сплавов. 2013. № 2. С. 5-19.

8. Голубовский Е.Р., Волков М.Е., Эмаусский Н.М. Оценка скорости развития трещины усталости в никелевых сплавах для дисков ГТД // Вестник двигателестроения. 2013. № 2. С. 229-235.

9. Бриджмен П.В. Анализ размерностей. М.-Л.: ОНТИ-ГТТИ, 1934. 120 с.

10. Эйнштейн А. Элементарное рассмотрение теплового движения молекул в твёрдых телах. Собрание научных трудов. Т. 3. М.: Наука, 1966. С. 253-264.

11. Туманов Н.В. Стадийность кинетики усталостных трещин и механизм периодического расслаивания-разрыва // Труды Первой международной конференции «Деформация и разрушение материалов». Т. 1. М.: ИМЕТ РАН, 2006. С. 85-87.

12. Туманов Н.В., Лаврентьева М.А., Черкасова С.А. Реконструкция и прогнозирование развития усталостных трещин в дисках авиадвигателей // Конверсия в машиностроении. 2005. № 4-5. С. 98-106.

13. Туманов Н.В., Лаврентьева М.А., Черкасова С.А., Серветник А.Н. Моделирование устойчивого роста усталостных тре-

щин в дисках турбины авиадвигателей при простом и сложном циклах нагружения // Вестник СГАУ. 2009. № 3(19), часть 1. С. 188-199.

14. Туманов Н.В., Лаврентьева М.А. Фундаментальные и прикладные аспекты кинетики усталостных трещин // Труды II Международной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». М.: ИМАШ РАН, 2012. С. 442-448.

15. Екобори Т. Научные основы прочности и разрушения. Киев: Наукова думка, 1978. 352 с.

16. Bates R.C., Clark W.G. Fractography and fracture mechanics // Trans. ASM. 1969. V. 62, no. 2. P. 380-389.

17. Яковлева Т.Ю. Локальная пластическая деформация и усталость металлов. Киев: Наукова думка, 2003. 236 с.

18. Туманов Н.В., Лаврентьева М.А. Концепция аддитивности циклической долговечности и её применение для определения ресурса дисков авиадвигателей // Вестник СГАУ. 2014. № 5(47), часть 1. С. 9-19.

19. Кишкина С.И. Сопротивление разрушению алюминиевых сплавов. М.: Металлургия, 1981. 280 с.

20. Рыбин В.В., Пациорных А.И., Полиэктов Ю.И. Особенности разрушения высокопрочных литейных сталей при малоцикловой усталости // Проблемы прочности. 1975. № 6. С. 32-39.

Информация об авторе

Туманов Николай Ваганович, кандидат технических наук, начальник сектора, Центральный институт авиационного моторостроения (ЦИАМ). E-mail: tumanov@rtc.ciam.ru. Область научных

интересов: динамика и прочность авиадвигателей, анализ разрушений, механизмы разрушения, кинетика усталостных трещин, электронная фрактография, конечно-элементное моделирование трещин.

KINETIC EQUATION OF STABLE GROWTH FOR LOW CYCLE FATIGUE CRACKS

© 2014 N.V. Tumanov

Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russian Federation

Based on the analysis of the literature data on the correlation of parameters of the empirical Paris equation that links the fatigue crack growth rate (FCGR) with the stress intensity factor (SIF) range by power dependence it is established that the equation contains a latent parameter normalizing the magnitude of the SIF range, while both the parameter itself and the coefficient of proportionality between FCGR and some power of normalized SIF range are constant or slightly changing magnitudes for alloys of different types on the same basis. For reasons of dimension and symmetry analysis the nature of this parameter as well as the magnitudes of the proportionality coefficient and the index of power are determined. As a result a kinetic equation is obtained coinciding with the kinetic equation for low cycle fatigue (LCF) crack stable growth deduced earlier using a physically justified mathematical model. The same equation is obtained on the basis of experimental data that describe the LCF crack kinetics in standard specimens at the stage of crack stable growth with the use of fatigue striations as a FCGR measure. Examples of application of the kinetic equation for LCF crack stable growth modeling in aero engine disks are presented.

Fatigue crack kinetics, Paris law, low cycle fatigue, fatigue striations.

References

1. Mechanics of catastrophes. Determination of crack resistance characteristics of structural materials / ed. by Ye.M. Morozov. Moscow: Mezhdunarodnyy institut bezopasnosti slozhnykh tekhnicheskikh system Publ., 1995. 359 p.
2. Romvari P., Tot L., Nad D. Analysis of irregularities in the distribution of fatigue cracks in metals // *Strength of Materials*. V. 12, no. 12. 1980. P. 1481-1492
3. Paris P., Erdogan F. A critical analysis of crack propagation laws // *Journal of Basic Engineering (Trans. ASME)*. 1963. No. 12. P. 528-534.
4. Niccolls E.H. A correlation for fatigue crack growth rate // *Scripta Metallurgica*. 1976. V. 10, no. 4. P. 295-298.
5. Tanaka K., Matsuoka S. A tentative explanation for two parameters, C and m, in Paris equation of fatigue crack growth // *Int. Journal of Fracture*. 1977. V. 13, no. 5. P. 563-584.
6. Yarema S.Ya. Correlation of the parameters of the Paris equation and the cyclic crack resistance characteristics of materials // *Strength of Materials*. 1981. V. 13, no. 9. P. 20-28.
7. Potapov S.D., Perepelitsa D.D. Tests for Cyclic Crack Growth Rate in Materials of Critical Aircraft Gas-Turbine Engine Components // *Technology of light alloys*. 2013. No. 2. P. 5-19. (In Russ.)
8. Golubovski Ye.R., Volkov M. Ye., Emausski N.M. Estimation of fatigue crack growth rate in nickel alloys for aero engine disks // *Vestnik dvigatelestroeniya*. 2013. No. 2. P. 229-235. (In Russ.)
9. Bridgman P.W. *Analiz razmernostey [Dimensional analysis]*. M.-L.: ONTI-GTTI Publ., 1934. 120 p.
10. Einstein A. *Elementarnoe rassmotrenie teplovogo dvizheniya molekul v tverdykh telakh [Study of thermal motion of molecules in solids. Proceedings in 4 volumes]*. V. 3. Moscow: Nauka Publ., 1966. P. 253-264.
11. Tumanov N.V. Fatigue crack kinetic stages and mechanism of periodic splitting-rupture // *Proceedings of the 1st International Conference «Deformation and fracture of materials»*. V. 1. Moscow: IMET RAN Publ., 2006. P. 85-87. (In Russ.)
12. Tumanov N.V., Lavrentyeva M.A., Cherkasova S.A. Reconstitution and prediction of fatigue crack propagation in aero engine disks // *Conversion in machine building of Russia*. 2005. No. 4-5. P. 98-106. (In Russ.)

13. Tumanov N.V., Lavrentyeva M.A., Cherkasova S.A., Servetnik A.N. Modeling stable growth of fatigue cracks in aero engine turbine disks under simple and complex loading cycles // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2009. No. 3(19), part 1. P. 188-199. (In Russ.)

14. Tumanov N.V., Lavrentyeva M.A. Fundamental and applied aspects of fatigue crack kinetics // Proceedings of the 2nd International Conference «Fundamental investigation and innovative technology in machine building». Moscow: IMASH RAN Publ., 2012. P. 442-448. (In Russ.)

15. Ekobori T. Nauchnye osnovy prochnosti i razrusheniya [Scientific foundations of strength and fracture]. Kiev: Naukova dumka Publ., 1978. 352p.

16. Bates R.C., Clark W.G. Fractography and fracture mechanics // Trans. ASM. 1969. V. 62, no. 2. P. 380-389.

17. Yakovleva T. Yu. Lokal'naya plasticheskaya deformatsiya i ustalost' metallov [Local plastic deformation and fatigue of metals]. Kiev: Naukova dumka Publ., 2003. 236 p.

18. Tumanov N.V., Lavrentyeva M.A. Conception of cycle life additivity and its application for the estimation of cycle life of aero engine disks // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2014. No. 5(47), part 2. P. 9-19. (In Russ.)

19. Kishkina S.I. Soprotivlenie razrusheniyu alyuminievyykh splavov [Failure resistance of aluminium alloys]. Moscow: Metallurgia Publ., 1981. 280p.

20. Rybin V.V., Patsiornykh A.I., Poliektov Yu.I. Singularities of the fracture of high-strength cast steels in low-endurance fatigue // Strength of Materials. 1975. V. 7, no. 6. P. 687-695.

About the author

Tumanov Nikolai Vaganovich, Candidate of Science (Engineering), Head of Sector, Central Institute of Aviation Motors (CIAM). E-mail: tumanov@rtc.ciam.ru. Area

of Research: dynamics and strength of aero engines, failure analysis, fracture mechanisms, fatigue crack kinetics, electronic fractography, finite- element crack modeling.

УДК 621.452.3-752.2

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ УПРУГО-ДЕМПФЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

© 2014 Ф.М. Шакиров

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

Рассматривается одномассовая упругодемпферная модель колебательной системы, из которой могут быть получены более простые классические варианты с подвесками в виде реологических моделей Пойнтинга-Томсона, Кельвина, Максвелла, Гука. Отличие модели от классических вариантов в том, что составляющие её подвески опираются на разные основания, одно из которых может быть виброактивным. Модель имеет две разновидности, отличающиеся тем, какая часть подвески опирается на потенциально виброактивное основание – упругая или упруго-демпферная. Приводятся математические модели их динамики с учётом демпфирования нелинейного характера. Исследованы динамические свойства разновидности, в которой вибровозмущение с основания на защищаемую массу может передаваться через упругий элемент. Рассмотрены случаи силового и кинематического виброн нагружения массы с использованием частотных функций по абсолютным и относительным параметрам. При силовом виброн нагружении динамика рассматриваемой модели идентична динамике классической модели. В случае кинематического возмущения массы на амплитудно-частотной характеристике по относительному параметру проявляется новое качество – две инвариантные точки. Это обстоятельство использовано для оптимизации уровня демпфирования в системе с целью минимизации резонансной амплитуды колебаний. Диапазон низкочастотной виброизоляции не меньше, чем у консервативной колебательной системы. Размер его зависит от демпфирования и жёсткостей упругих элементов, поэтому выбор их величин связан с достижением компромисса между ограничением размаха резонансных колебаний и обеспечением требуемого качества низкочастотной виброизоляции.

Вибрационная безопасность, реологические модели, релаксационное демпфирование, динамика, частотные и резонансные характеристики, оптимальное демпфирование.

Вибрационная безопасность предполагает предотвращение условий, при которых воздействие вибрации могло бы привести к ухудшению состояния здоровья работников, в том числе и к профессиональным заболеваниям, а также к значительному снижению уровня комфортности условий труда.

Кроме того, создаваемая машинами, агрегатами, механизированным инструментом и оборудованием вибрация способна привести как к нарушениям в их работе и выходу из строя самих этих машин, так и служить причиной повреждения других технических объектов. Это может повлечь за собой возникновение аварийных ситуаций и, в конечном итоге, неблагоприятных воздействий на человека. Поэтому контроль вибрационного состояния машин и обеспечение вибрационной прочности объектов так-

же относят (в широком смысле) к мерам по обеспечению вибрационной безопасности [1].

Методология исследования динамики агрегатов и узлов двигателей летательных аппаратов (ДЛА) и устройств виброзащиты человека как систем, подверженных действию вибрационного возмущения, базируется преимущественно на моделях с виброзащитным устройством (ВЗУ) в виде реологической модели Кельвина [2]. Реже для этих целей используются динамические модели с релаксационным механизмом демпфирования на основе реологической модели Пойнтинга-Томсона (иначе – Зенера) [3-5].

В настоящей работе представлены результаты исследования разновидностей динамической упруго-диссипативной модели, частными случаями которой являются вы-

шеуказанные модели колебательных систем.

На рис.1 представлены схемы описываемой колебательной системы с подвеской, состав которой идентичен реологической модели Пойнтинга-Томсона. Отличие состоит в том, что элементы ВЗУ упираются в разные основания, одно из которых при кинематическом возмущении колебательной системы является виброактивным. Данное обстоятельство послужило причиной указанные ВЗУ назвать квазимоделями Пойнтинга-Томсона, среди которых далее будем различать «с»- и «cd»- квазимодели. В первой (рис.1а) на виброактивное основание опирается «несущая» пружина, тогда как последовательная комбинация демпфера и «релаксационной» пружины (т.е. элемент Максвелла) расположена между массой и пассивным основанием. В «cd»-квазимодели – наоборот, возмущение на массу от виброактивного основания передаётся через элемент Максвелла, а «несущий» упругий элемент опирается на неподвижное основание (рис.1б).

Рассмотрим специфику динамики первой из предлагаемых моделей.

Движение объекта массы m описывается в этом случае системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_2(t) + c_1\delta(t) + c[x_2(t) - z(t)] &= F(t) \\ c[x_2(t) - z(t)] &= d_n \cdot |\dot{z}(t)|^n \cdot \text{sgn}[\dot{z}(t)] \end{aligned} \right\} (1)$$

которая для кинематического возмущения имеет вид

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_2(t) + c_1[x_2(t) - x_1(t)] + c[x_2(t) - x_3(t)] &= 0 \\ c[x_2(t) - x_3(t)] &= d_n \cdot |\dot{x}_3(t)|^n \cdot \text{sgn}[\dot{x}_3(t)] \end{aligned} \right\} (2)$$

а для силового

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_2(t) + c_1x_2(t) + c[x_2(t) - x_3(t)] &= F(t) \\ c[x_2(t) - x_3(t)] &= d_n \cdot |\dot{x}_3(t)|^n \cdot \text{sgn}[\dot{x}_3(t)] \end{aligned} \right\} (2)$$

Здесь d_n - коэффициент демпфирования, пропорционального n -ой степени относительной скорости через диссипативный элемент; c, c_1 - коэффициенты жёст-

кости релаксационного и несущего упругих элементов; $x_1(t), x_2(t), x_3(t)$ - абсолютные смещения из равновесных положений основания, объекта и точки сочленения релаксационной пружины с демпфером, соответственно; $\delta(t) = x_2(t) - x_1(t)$ - смещение массы относительно основания; $z(t) = x_3(t)$ - относительное перемещение через демпфер; $F(t)$ - внешняя возмущающая сила; точки над переменными означают соответствующие производные функций по времени. Движение рассматриваемой колебательной системы не зависит от поля гравитационных сил, чем и объясняется их отсутствие в уравнении движения.

Для определения выражений АЧХ применена процедура эквивалентного вязкого демпфирования [2], предполагающая аппроксимацию нелинейной диссипативной силы эквивалентной ей линейной силой вязкого демпфирования по равенству энергий, рассеиваемых за цикл колебаний нелинейным и вязким демпферами, возбуждаемых одним и тем же гармоническим относительным смещением.

Анализ уравнений движения (2) показывает, что при силовом характере вибровозмущения представленной на рис.1.а колебательной системы её динамическое поведение полностью совпадает с поведением подвергнутой силовому виброн нагружению колебательной системы, в которой ВЗУ имеет вид реологической модели Пойнтинга-Томсона.

В результате преобразований из системы уравнений (1) получены формулы АЧХ (коэффициентов передачи μ) и ФЧХ (углов сдвига фазы ϕ) в безразмерных параметрах для случая кинематического возмущения колебательной системы:

$$\mu_A(\eta) = \sqrt{\frac{1 + (2\xi_{\text{экр}}\eta/N)^2}{(1-\eta^2)^2 + [2\xi_{\text{экр}}(N+1-\eta^2)\eta/N]^2}}, \quad (3)$$

$$\mu_R(\eta) = \sqrt{\frac{\eta^4 + [2\xi_{\text{экр}}\eta(\eta^2 - N)/N]^2}{(1-\eta^2)^2 + [2\xi_{\text{экр}}(N+1-\eta^2)\eta/N]^2}}, \quad (4)$$

$$\phi_A(\eta) = \begin{cases} -\arctg(2\xi_{\text{экр}}\eta/Q) & \text{при } Q \geq 0, \\ -\pi - \arctg(2\xi_{\text{экр}}\eta/Q) & \text{при } Q < 0, \end{cases} \quad (5)$$

где $Q = 1 - \eta^2 + 4\xi_{\text{экв}}^2 \eta^2 (N + 1 - \eta^2) / N^2$,

$$\phi_R(\eta) = \begin{cases} \arctg(2\xi_{\text{экв}}\eta/Q) & \text{при } Q \geq 0, \\ -\pi - \arctg(2\xi_{\text{экв}}\eta/Q) & \text{при } Q < 0, \end{cases} \quad (6)$$

где

$$Q = (1 - \eta^2)\eta^2 + 4\xi_{\text{экв}}^2 \eta^2 (N + 1 - \eta^2)(\eta^2 - N) / N^2.$$

Здесь индексы обозначают: А - абсолютный, R - относительный; $\eta = \omega/\omega_0$ - безразмерная и ω - размерная частоты возмущающего сигнала; $\omega_0 = (c_1/m)^{0.5}$ - соб-

ственная частота колебательной системы; $N = c/c_1$ - соотношение жёсткостей релаксационного и несущего упругих элементов; $\xi_{\text{экв}}$ - безразмерный коэффициент эквивалентного вязкого демпфирования, который для различных видов вибровозмущения при $n \neq 1$ определяется из уравнения

$$(1 - \eta^2)^2 \cdot (2\xi_{\text{экв}})^{2/(n-1)} + [(N + 1 - \eta^2)\eta/N]^2 \times (2\xi_{\text{экв}})^{2n/(n-1)} - \eta^\alpha (\beta_n \gamma_n)^{2/(n-1)} = 0. \quad (7)$$

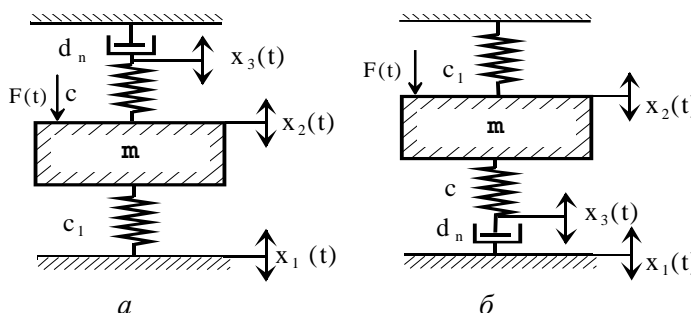


Рис.1. Схемы колебательной системы с ВЗУ в виде «с»-квасимодели (а) и «cd»-квасимодели (б) Пойнтинга-Томсона

Отношение амплитуд демпферных сил γ_n задаётся выражением

$$\gamma_n = \frac{4}{\pi} \int_0^{\pi/2} \cos^{n+1} \omega t d(\omega t) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{\Gamma\left(\frac{n+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{n+3}{2}\right)},$$

где $\Gamma(\dots)$ - гамма-функция. Величины безразмерного параметра демпфирования β_n и показателя степени α для различных видов вибровозмущения представлены в таблице.

Таблица - Выражения безразмерного параметра демпфирования β_n при различных видах вибровозмущения

Вибронагружение		Безразмерный параметр демпфирования, β_n	Показатель степени α в уравнении (7)
Тип	Амплитуда		
Кинематическое по перемещению	x_{10}	$\beta_{n\pi} = d_n \omega_0^n x_{10}^{n-1} / c_1$	6
Кинематическое по скорости	\dot{x}_{10}	$\beta_{n\text{CK}} = d_n \omega_0 \dot{x}_{10}^{n-1} / c_1$	4
Кинематическое по ускорению	\ddot{x}_{10}	$\beta_{n\text{yc}} = d_n \omega_0^{2-n} \ddot{x}_{10}^{n-1} / c_1$	2
Силовое	F_0	$\beta_{n\text{c}} = d_n \omega_0^n F_0^{n-1} / c_1^n$	2

Выражения АЧХ (3) и ФЧХ (5), описывающие реакцию рассматриваемой системы при кинематическом возмущении по абсолютному параметру, имеют вид, идентичный передаточной и частотной функциям по перемещению при силовом возмущении колебательной системы с ВЗУ в виде модели Пойнтинга-Томсона.

Следовательно, их поведение в оговорённых случаях идентично.

Графики функций (4) и (6), описывающих поведение рассматриваемой системы при кинематическом возмущении по относительному параметру (в предположении, что ВЗУ содержит демпфер вязкого трения, т.е. $n=1$), представлены на рис.2.

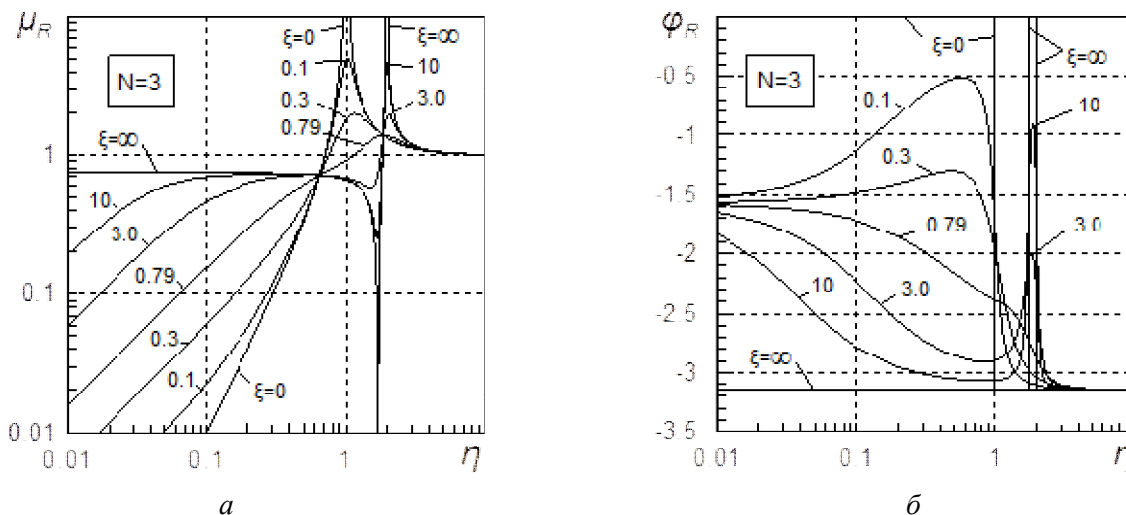


Рис.2. Частотные характеристики по относительному параметру при кинематическом возмущении: а – АЧХ; б – ФЧХ

Из графиков АЧХ видно, что крайним величинам демпфирования в колебательной системе, равным 0 и ∞, соответствуют предельные положения (по оси безразмерной частоты) резонансной кривой. При $\xi=0$ (т.е. при обрыве релаксационной связи) система становится консервативной, относительный коэффициент передачи которой имеет вид:

$$\mu_{R_0} = \left| \eta^2 / (1 - \eta^2) \right|. \quad (8)$$

Бесконечная реакция при этом соответствует равенству частоты возмущающего движения ω собственной частоте ω_0 недемпфированной системы, т.е. $\eta_p = 1$. При $\xi = \infty$ (т.е. $z = 0$, а защищаемая масса удерживается «несущей» жёсткостью c_1 и «релаксационной» жёсткостью c пружинами суммарной жёсткостью $(1 + N) c_1$) система становится псевдоконсервативной. Относительный коэффициент передачи в этом случае имеет вид:

$$\mu_{R_\infty} = \left| (\eta^2 - N) / (N + 1 - \eta^2) \right|, \quad (9)$$

а бесконечная реакция реализуется на безразмерной частоте $\eta_p = \sqrt{N + 1}$, что соответствует равенству частоты ω возмущающего движения основания собственной частоте ω_∞ передемпфированной системы

$$\omega_\infty = \sqrt{c_1(1 + N) / m} = \omega_0 \sqrt{N + 1}.$$

Из выражения (9) следует, что параметр μ_{R_∞} колебательной системы с ВЗУ в виде «с»-квазимодели Пойнтинга-Томсона на нулевой частоте имеет величину $\mu_{R_\infty} = N / (N + 1)$, а на частоте $\eta = (N)^{0.5}$ он равен нулю.

С ростом параметра ξ от 0 до ∞ резонансные значения функции $\mu_R(\eta)$ вначале снижаются, затем проходят через минимум и вновь возрастают. Резонансная частота при этом изменяется от $\eta_p = 1$ до $\eta_p = \sqrt{1 + N}$, проходя через максимум, превышающий по величине резонансную частоту передемпфированной системы.

Независимо от уровня демпфирования в колебательной системе все её резонансные кривые проходят через две инвариантные точки пересечения предельных резонансных кривых при $\xi = 0$ и $\xi = \infty$. Нахождение резонансного значения относительного коэффициента передачи во второй инвариантной точке соответствует условию максимума функции $\mu_R(\eta)$, а величина параметра ξ , при которой выполняется указанное условие, является оптимальной ξ_{opt} . При любом уровне демпфирования, большем или меньшем оптимального, резонансное значение функции $\mu_R(\eta)$ будет выше, чем при ξ_{opt} .

Рост безразмерной жёсткости N увеличивает диапазон изменения резонанс-

ной частоты колебательной системы при варьировании в ней уровня демпфирования, снижает величину минимакса относительного коэффициента передачи, расширяет область низкочастотной виброизоляции, но ухудшает её качество.

Для малых величин демпфирования ($\xi \leq 0,2$) и значений безразмерной жёсткости $N \geq 1,4$ резонансный относительный коэффициент передачи можно определить в пределах 10%-ой ошибки из выражения: $\mu_{Rp} \approx 1/2\xi$ ($\xi \leq 0,2$; $N \geq 1,4$).

Виброизоляция по относительному коэффициенту передачи осуществляется в частотной области $0 < \eta < \eta^*$, где граничная частота η^* зависит от величин безразмерного коэффициента демпфирования ξ и соотношения жёсткостей упругих элементов подвески N :

$$\eta^* = \left\{ \left[\frac{2(1+2N)\xi^2 - N^2 + \sqrt{4(1+2N)^2\xi^4 + 4(1-2N)N^2\xi^2 + N^4}}{+8\xi^2} \right]^{0,5} \right\}$$

и изменяется в пределах от $\sqrt{0,5}$ при $\xi = 0$ до $\sqrt{0,5 + N}$ при $\xi = \infty$.

Высокочастотный относительный коэффициент передачи равен единице, а низкочастотный зависит от демпфирования и равен $\mu_R(0) = 2\xi\eta$. Это соответствует показателю темпа затухания низкочастотных колебаний $\theta(0) = 20$ дБ/дек (6 дБ/окт), что хуже аналогичного показателя консервативной колебательной системы (40 дБ/дек). Рост демпфирования снижает качество низкочастотной виброизоляции.

На основании вышесказанного выбор величин безразмерного коэффициента демпфирования ξ и безразмерной жёсткости N по функции $\mu_R(\eta)$ подразумевает достижение компромисса между требованиями по ограничению размаха резонансных колебаний и по качеству и диапазону низкочастотной виброизоляции.

Угол сдвига фаз между входной и выходной координатами для значений безразмерного коэффициента демпфирования $0 \leq \xi \leq \infty$ изменяется от $-\pi/2$ при

$\eta \rightarrow 0$ до $-\pi$ при $\eta \rightarrow \infty$ (рис. 2б). При $\xi = 0$ вид функции $\varphi_R(\eta)$ соответствует виду ФЧХ консервативной системы. В случае передемпфирования системы ($\xi = \infty$) функция $\varphi_R(\eta)$ принимает вид, присущий колебательной системе в виде массы, подвешенной на двух разноопёртых пружинах. А именно: на участках $0 \leq \eta < (N)^{0,5}$ и $(1+N)^{0,5} < \eta \leq \infty$ функция $\varphi_R(\eta)$ равна величине $-\pi$; при $\eta = (N)^{0,5}$ она скачком растёт от $-\pi$ до 0, а при $\eta = (1+N)^{0,5}$ скачком снижается от 0 до $-\pi$; в частотном диапазоне $(N)^{0,5} < \eta < (1+N)^{0,5}$ сдвиг фаз между входной и выходной координатами системы отсутствует, т.е. $\varphi_R(\eta) = 0$.

По указанным выше причинам резонансные характеристики рассматриваемой колебательной системы при её силовом возмущении полностью совпадают с аналогичными характеристиками колебательной системы с ВЗУ в виде модели Пойнтинга-Томсона для случая силового нагружения. Резонансные характеристики абсолютного коэффициента передачи при кинематическом возмущении идентичны резонансным характеристикам коэффициента динамического усиления по перемещению при силовом нагружении.

Резонансные характеристики относительного коэффициента передачи определяются уравнением восьмой степени, связывающим безразмерные резонансные частоты η_p , безразмерный коэффициент демпфирования ξ и безразмерную жёсткость N :

$$16\xi^4\eta_p^8 + 8\xi^2 \left[N^2 - 2\xi^2(2N+1) \right] \eta_p^6 + \left\{ 4N\xi^2 \left[4(N+1)\xi^2 - N(3N+2) \right] + N^4 \right\} \eta_p^4 + N^3(8\xi^2 - N)\eta_p^2 - 2N^4\xi^2 = 0. \quad (10)$$

Последовательность корней уравнения (10) для диапазона величин безразмерного коэффициента демпфирования ξ от 0,1 до 10 при выбранных значениях безразмерной жёсткости N представлена графически на рис. 3б. На рис. 3а приведены соответствующие резонансным частотам η_p резонансные значения относи-

тельного коэффициента передачи μ_{Rp} для широкого ряда величин параметра N . Видно, что при величинах безразмерной жёсткости $N \geq 0,7$ функция $\mu_{Rp}(\xi)$ существенно независима от параметра N при низких значениях демпфирования ($\xi \leq 0,1$). Линии функции $\mu_{Rp}(\xi)$ имеют минимумы, соответствующие оптимальным величинам безразмерного коэффициента демпфирования ξ_{OPT} при данных значениях безразмерной жёсткости N . При $N=\infty$

«с»-квазимодель Пойнтинга-Томсона трансформируется в «с»-квазимодель Кельвина, поэтому кривая при $N=\infty$ функции $\mu_{Rp}(\xi)$ позволяет оценить возможность аппроксимации первой из упомянутых квазимodelей второй. Так, резонансные значения относительных коэффициентов передачи, соответствующие обоим квазимodelям, хорошо коррелируют для $\xi \leq 0,1$ при $N \geq 0,7$, либо для $\xi \leq 0,5$ при $N \geq 5,0$, либо $\xi \leq 1,0$ при $N \geq 8$ и т.д.

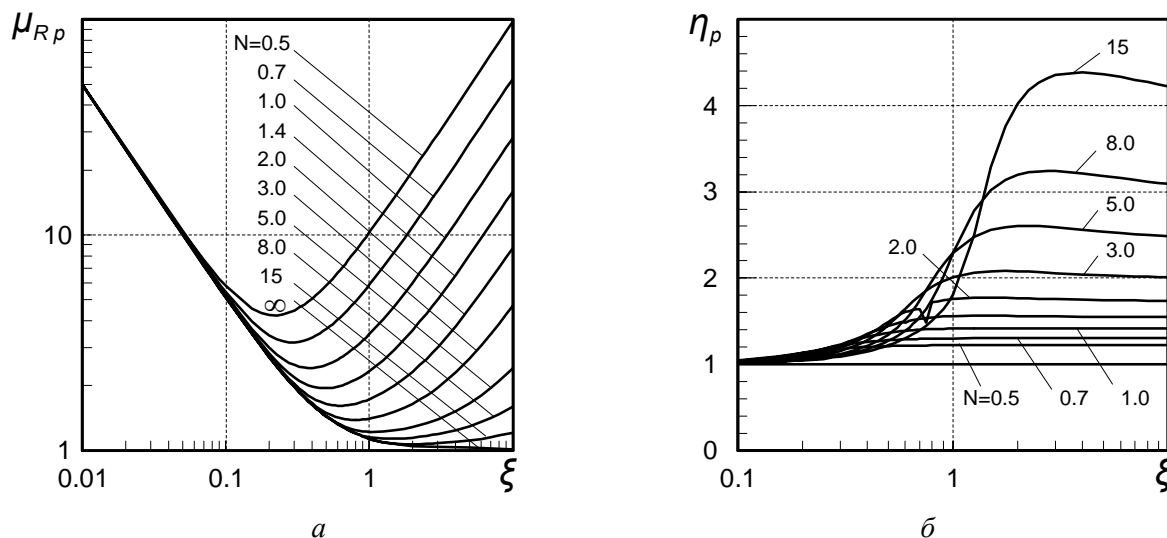


Рис.3. Резонансные характеристики по относительному параметру при кинематическом возмущении: а – амплитуда; б – частота

При величинах $\xi \leq 0,1$ резонансная частота приблизительно равна собственной частоте ω_0 для всех значений безразмерной жёсткости N , т.е. $\eta_p = 1$ (рис. 3б). С ростом параметра ξ функция $\eta_p(\xi)$ непрерывно растёт до некоторого максимума, превышающего по величине собственную безразмерную частоту $\omega_\infty/\omega_0 = (1+N)^{0.5}$ передемпфированной системы, к которой затем асимптотически стремится «сверху» с дальнейшим ростом демпфирования.

Из сравнения рис. 3а и рис. 3б следует, что значение функции $\eta_p(\xi)$, соответствующее оптимальной величине ξ_{OPT} , лежит вне (выше) зоны, где имеет место максимальный темп изменения этой функции. Поэтому флуктуация параметра ξ (температурные колебания, производст-

венные допуски и др.) в окрестности оптимального значения ξ_{OPT} не приведёт к значительным изменениям резонансной частоты относительного коэффициента передачи, в отличие от колебательной системы с ВЗУ в виде модели Пойнтинга-Томсона.

Выражения, определяющие оптимальные величины безразмерного коэффициента демпфирования ξ в зависимости от безразмерной жёсткости N , для частотных функций, описывающих поведение рассматриваемой колебательной системы при силовом возмущении, идентичны аналогичным выражениям для случая силового нагружения колебательной системы с ВЗУ в виде модели Пойнтинга-Томсона. Это касается и абсолютного коэффициента передачи при кинематическом возмущении рассматриваемой сис-

темы, функция $\xi_{OIT}(N)$ для которого имеет тот же вид, что и для коэффициента динамического возмущения по перемещению при силовом нагружении.

Из условия равенства ординат предельных резонансов функции $\mu_{Rp}(\xi)$ рассматриваемой колебательной системы – выражения (8) и (9) – координаты двух упомянутых выше инвариантных точек – запишутся в следующем виде:

$$\begin{aligned} \eta_{ин1} &= \sqrt{0,5(1+N-\sqrt{1+N^2})}, \\ \mu_{Rин1} &= (1+N-\sqrt{1+N^2}) / (1-N+\sqrt{1+N^2}), \\ \eta_{ин2} &= \sqrt{0,5(1+N+\sqrt{1+N^2})}, \\ \mu_{Rин2} &= (1+N+\sqrt{1+N^2}) / (N-1+\sqrt{1+N^2}). \end{aligned} \quad (11)$$

Биквадратное уравнение, связывающее оптимальную величину безразмерного коэффициента демпфирования ξ_{OIT} и безразмерную жёсткость N , получается из

уравнения (10) после подстановки в него частотной координаты второй инвариантной точки – выражение (11):

$$\begin{aligned} &16[\eta_{ин2}^8 - (2N+1)\eta_{ин2}^6 + N(N+1)\eta_{ин2}^4] \xi_{OIT}^4 + \\ &+ 2[4N^2\eta_{ин2}^6 - 2N^2(3N+2)\eta_{ин2}^4 + 4N^3\eta_{ин2}^2 - N^4] \xi_{OIT}^2 + \\ &+ N^4\eta_{ин2}^2(\eta_{ин2}^2 - 1) = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Последовательность положительных корней уравнения (12) для диапазона значений безразмерной жёсткости от 0,5 до 100 представлена на рис. 4б. Зависимость $\xi_{OIT}(N)$ имеет вид положительной части канонической параболы и непрерывно возрастает с увеличением параметра N . На рис. 4а приведены координаты второй инвариантной точки, соответствующей пикам функции $\mu_R(\eta)$ при оптимальных величинах демпфирования в рассматриваемой колебательной системе.

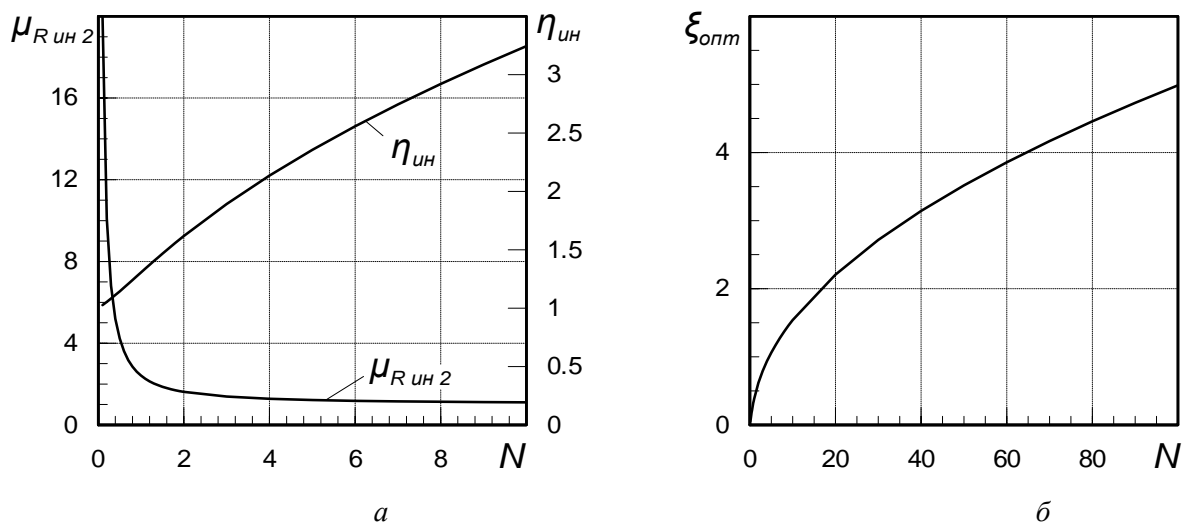


Рис.4. Координаты инвариантных точек (а) и оптимальные величины безразмерного коэффициента демпфирования (б) в функции параметра N

Из последнего рисунка видно, что функция $\mu_{Rин2}(N)$ – гиперболического типа, а наибольший темп уменьшения её приходится на диапазон значений безразмерной жёсткости $0 < N \leq 0,8$. При возрастании параметра N ордината 2-ой инвариантной точки асимптотически стремится к единице сверху, а при $N \geq 4$ она мало чувствительна к N . Частотная координата 2-ой инвариантной точки непрерывно увеличивается с ростом безразмерной жёсткости N и при этом асимпто-

тически приближается по величине к безразмерной собственной частоте передемпфированной системы $\sqrt{1+N}$. Таким образом, рост параметра N в области значений $N \geq 4$ увеличивает параметр ξ_{OIT} , резонансную частоту при оптимальном демпфировании, мало влияя при этом на величину резонансного пика при ξ_{OIT} .

На рис. 5 представлены частотные характеристики для ряда значений безразмерной жёсткости N при соответ-

вующих им оптимальных величинах безразмерного коэффициента демпфирования $\xi_{\text{опт}}$, которые даны в скобках. Резонансный пик каждой из кривых на рис. 5а таким образом означает положение 2-ой

инвариантной точки функции $\mu_R(\eta)$ для указанной величины параметра N , т.е. является собой минимакс этой функции по параметрам ξ и η .

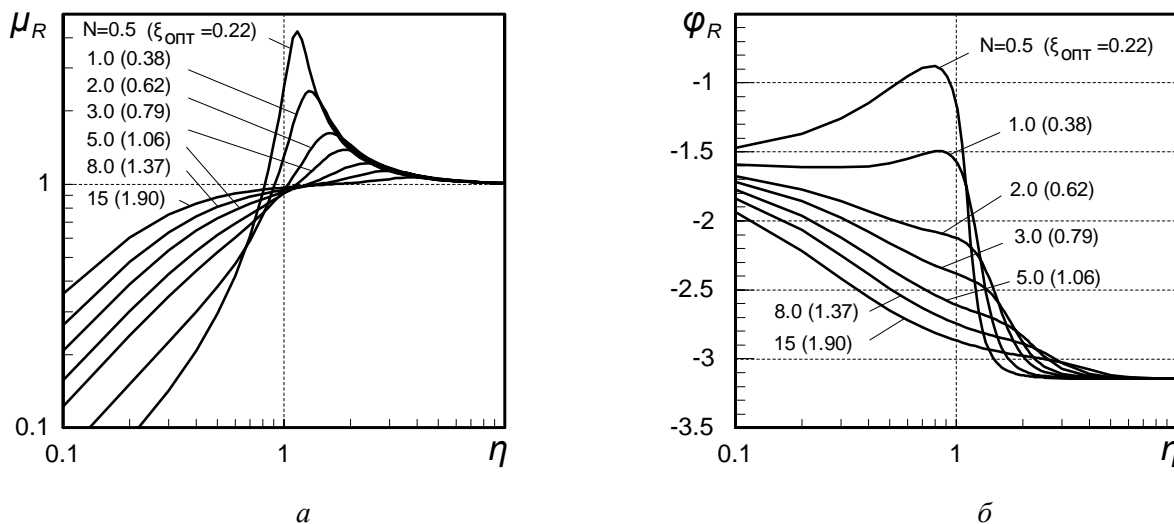


Рис.5. Частотные характеристики по относительному параметру при оптимальном демпфировании: а – амплитуда; б – частота

Как видно из рис. За резонансные величины относительного коэффициента передачи мало чувствительны к изменению демпфирования в окрестности своего оптимального значения, причём с ростом безразмерной жёсткости N эта чувствительность снижается. Так, для самой малой из приведённых на рис. За величин безразмерной жёсткости $N = 0,5$ функция $\mu_{Rp}(\xi)$ изменяется менее чем на 40% при отклонении параметра ξ более чем вдвое от своего оптимального значения.

Выводы

Использование в качестве ВЗУ «с»-квазимодель Пойнтинга–Томпсона обуславливает следующие особенности динамики колебательной системы.

1. При силовом вибровозмущении такой системы её поведение идентично поведению колебательной системы с ВЗУ в виде модели Пойнтинга–Томпсона, находящейся в условиях воздействия внешней гармонической силы.

2. Передаточная функция и частотные характеристики по абсолютному параметру при кинематическом возмущении рассматриваемой колебательной системы

полностью совпадают с передаточной функцией и частотными характеристиками при силовом возмущении системы.

3. Коэффициент передачи по относительному параметру при кинематическом возмущении, как и модули остальных частотных передаточных функций, имеет два предельных положения резонансной кривой с бесконечной ординатой: на частоте $\eta_p = 1$ при $\xi = 0$ и на частоте $\eta_p = \sqrt{1 + N}$ при $\xi = \infty$. Но, в отличие от остальных АЧХ, функция $\mu_R(\eta)$ имеет две инвариантные точки. С ростом параметра ξ резонансный относительный коэффициент передачи снижается, проходит через минимум, совпадающий со 2-ой инвариантной точкой, и затем возрастает.

4. Низкочастотный относительный коэффициент передачи, в отличие от высокочастотного, а также низко- и высокочастотных модулей остальных частотных передаточных функций, прямо зависит от демпфирования. Темп затухания низкочастотных колебаний функции $\mu_R(\eta)$ равен 20 дБ/дек (6 дБ/окт), что хуже показателя консервативной колебательной системы (40 дБ/дек). Показатели темпа зату-

хания низко- и высокочастотных колебаний по прочим АЧХ равны соответствующим показателям консервативной системы.

5. Диапазоны низко- и высокочастотной виброизоляции зависят от параметров демпфирования ξ и жёсткости N . Размеры этих диапазонов в низкочастотной области – не меньше, а в высокочастотной – не больше размеров аналогичных диапазонов виброизоляции консервативной колебательной системы. Причём рост уровня демпфирования ухудшает качество виброизоляции по функции $\mu_R(\eta)$ и не сказывается на остальных АЧХ.

6. Уровень демпфирования в колебательной системе может быть оптимизирован при данном значении параметра N с целью минимизации величины резонансного модуля частотной передаточной функции: при любой величине безразмерной жёсткости N – для функций $\mu_R(\eta)$, $\nu_{\text{VC}}(\eta)$, $\nu_C(\eta)$; при $N \leq 2$ – для функций $\mu_A(\eta)$ и $\nu_{\text{Л}}(\eta)$; при $N \leq 1 + 5^{0,5}$ – для функции $\nu_{\text{СК}}(\eta)$.

7. Резонансные частоты функций $\nu_{\text{VC}}(\eta)$ и $\nu_C(\eta)$ очень чувствительны к малым отклонениям демпфирования от оп-

тимального значения. В то же время резонансные частоты и резонансные величины функций $\mu_R(\eta)$ – при любом N , $\mu_A(\eta)$ и $\nu_{\text{Л}}(\eta)$ – при $N \leq 2$, $\nu_{\text{СК}}(\eta)$ – при $N \leq 1 + 5^{0,5}$, а также резонансные значения функций $\nu_{\text{VC}}(\eta)$ и $\nu_C(\eta)$ – при любых N – мало чувствительны к изменениям параметра ξ в окрестности его оптимума $\xi_{\text{опт}}$.

При заданной через статическую осадку $\delta_{\text{СТ}}$ недемпфированной собственной частоте ω_0 выбор параметров демпфирования ξ и жёсткости N для «с»-квaziмодели Пойнтинга–Томпсона может иметь или не иметь компромиссный характер в зависимости от приоритетов в выборе основной передаточной функции и связанных с нею частотных характеристик. Так, например, если определяющими являются ограничения по относительному параметру при кинематическом возмущении колебательной системы, то выбор величин указанных выше параметров связан с достижением компромисса между необходимостью ограничения размаха резонансных колебаний и соблюдения требований на размер диапазона и качество низкочастотной виброизоляции.

Библиографический список

1. ГОСТ 12.1.012-2004. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. Введ. 2008-07-01. М.: Стандартинформ, 2008.
2. Вибрации в технике: Справочник. Т.6: Защита от вибрации и ударов. М.: Машиностроение, 1981. 456 с.
3. Белоусов А.И., Токарев И.П., Чегодаев Д.Е. Релаксационная гидростатическая подвеска для защиты оператора от вибрационных и ударных нагрузок // Сб. науч. тр. «Методы и средства виброзащиты человека» М.: ИМАШ РАН. 1977. С. 89–93.
4. Шакиров Ф.М., Балякин В.Б. Использование реологических моделей релаксационного демпфирования для исследования динамики опоры ротора. Часть 1. Линейное демпфирование // Известия Самарского науч. центра РАН. 2001. Т. 3, № 2. С. 204–213.
5. Шакиров Ф.М., Балякин В.Б. Использование реологических моделей релаксационного демпфирования для исследования динамики опоры ротора. Часть 2. Нелинейное демпфирование // Известия Самарского научного центра РАН. 2002. Т. 4, № 2. С. 344–352.

Информация об авторе

Шакиров Фарид Мигдетович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент кафедры

Экологии и безопасности жизнедеятельности, Самарский государственный аэрокосмический университет имени

академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет. E-mail: shakirovaguzal@gmail.com. Область науч-

ных интересов: вибрационная безопасность, моделирование динамики колебательных систем.

DYNAMIC ELASTIC AND DAMPING MODELS DEVELOPMENT AND RESEARCH FOR TECHNICAL OBJECTS VIBRATION SAFETY PROVIDING

©2014 F.M. Shakirov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

This article considers single-mass elastic-damper model of oscillating system; simplified classic versions with pendants in the form of rheological models of Poynting-Thomson, Kelvin, Maxwell, Hooke can be derived from this model. The difference between this model and other classic versions is that the components of researched model suspension system are based on different foundations; one of foundations can be vibro-active. Model has two modifications, the difference between these modifications is that in one case elastic part of suspension system is based on vibro potentially active foundation and in other case elastic – damper part of suspension system is based on vibro potentially active foundation. The article also contains mathematical models of these modifications with allowance for damping of nonlinear type. Dynamical functions of variation are researched. In this variation vibrations can be transmitted from foundation to protected mass through elastic component. Article shows the cases of force and kinematic vibro-loading of mass with appliance of frequency functions on absolute and relative parameters. Dynamics of researched model is identical to dynamics of classic model in case of force vibro-loading of researched model. New properties (two invariant points) appear on amplitude-frequency characteristic of relative parameter in case of kinematic vibro-loading. This fact is used for optimization of damping level in order to minimize the resonance amplitude. The range of low-frequency vibration isolation is not less than the range of conservative oscillating system. Its size depends on damping and stiffness of elastic elements, so the choice of these values is associated with the achievement of compromise between limitation of the range of resonance oscillations and providing of the low-frequency vibration isolation of the required quality.

Vibration safety, rheological models, relaxation damping, dynamic, frequency and resonant responses, optimum damping.

References

1. GOST 12.1.012-2004. Occupational safety standarts system. Vibration safety. General requirements. Ent. 2008-07-01. M.: Standartinform Publ., 2008. (In Russ.)
2. Vibracii v tehnikе: Spravochnik [Vibrations in equipment. Reference book]. V. 6: Zashhita ot vibracii i udarov [Protection against vibration and blows]. M.: Mashinostroenie Publ., 1981. 456 p.
3. Belousov A.I., Tokarev I.P., Chegodayev D.E. Relaxation hydrostatic suspension bracket for vibration and shock loadings operator protection // Sb. nauch. trudov «Metody i sredstva vibrozashchity cheloveka». M.: IMASh RAN Publ., 1977. P. 89–93. (In Russ.)
4. Shakirov F.M., Balyakin V.B. Relaxation damping rheological models use for rotor support operational analysis. Part 1. Linear damping // Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. 2001. V. 3, no. 2. P. 204–213. (In Russ.)
5. Shakirov F.M., Balyakin V.B. Relaxation damping rheological models use for rotor support operational analysis. Part 1. Non-linear damping // Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. 2002. V. 4, no. 2. P. 344–352. (In Russ.)

About the author

Shakirov Farid Migdetovich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Samara State Aerospace University. E-mail: shakirovaguzal@gmail.com. Area of

research: Vibration safety, oscillatory systems dynamics modeling.

УДК 621.431.75

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ОПОРЫ АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2014 А.С. Виноградов¹, Р.Р. Бадыков¹, Д.Г. Федорченко²

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

²ОАО «Металлист-Самара»

В статье рассматриваются основные источники тепла, поступающего в опору авиационного двигателя, исследуются способы их определения и даётся их количественное сравнение для определенных условий работы опоры компрессора. На основании определения количества тепла, поступающего от каждого из источников, а также по результатам предварительно выполненного термогазодинамического расчета, выполняются последовательно гидравлический расчёт воздушного охлаждения опоры и вычисляется распределение коэффициентов конвективной теплоотдачи и температуры по стенкам опоры двигателя. Затем по полученным данным производится структурный тепловой расчёт. В результате структурного расчёта определяется распределение температуры в элементах опоры. Приводятся примеры оценки влияния количества тепла, выделяемого различными источниками, а также влияния изменения количества тепла от отдельного источника на уровень потребной прокачки масла через двигатель, при определённой схеме охлаждения опоры. Сравняется интенсивность теплоотдачи по источникам в зависимости от режима работы двигателя. На основании предложенной последовательности расчётов была составлена методика определения теплового состояния опоры авиационного двигателя, которая позволит выбирать требуемую систему охлаждения, а также оценить и скорректировать основные параметры масляной системы двигателя.

Масляная система, тепловой поток, температура, коэффициент теплоотдачи, трение, уплотнение, подшипник, эффективность, охлаждение, методика.

В газотурбинных двигателях (ГТД) помимо основных узлов, генерирующих тепловые потоки, поступающие в опору силовой установки, имеется большое количество трущихся деталей (подшипники роторов, приводов агрегатов и редукторов, уплотнения, зубчатые зацепления приводов и редукторов, шлицы, пары трения агрегатов и т.д.). В результате трения происходит износ деталей, а также выделяется значительное количество тепла, которое наряду с тепловыми потоками от корпусных деталей поступает в опору двигателя. Вместе с тем необходимо поддерживать заданные уровни теплового состояния узлов опоры двигателя для обеспечения требований работоспособности и надёжности. Масляная система, а также различные конструктивные способы тепловой защиты тех или иных элементов ГТД поддерживают необходимый тепловой в уровень и обеспечивают работоспособность двигателя.

При этом у современных авиационных ГТД обеспечение приемлемого теплового состояния узлов трения является существенно более важной функцией масляных систем по сравнению с обеспе-

чением смазки трущихся поверхностей. Так, например, для смазки теплонапряжённого радиально-упорного шарикоподшипника может оказаться достаточным весьма незначительное количество масла (не более 0,1 кг/ч), а для съёма выделяемого в нём тепла (10...20 кВт) требуется подавать до 0,15 кг/с масла [1].

Поскольку точный расчёт теплоотдачи в смазочное масло связан с большими трудностями, то часто пользуются статистическими данными. Для ТРД теплоотдача составляет 3...6 кДж/с на 10 кН стендовой тяги; для ТВД — 15...25 кДж/с на 1000 кВт эквивалентной стендовой мощности. В ТРДД теплоотдача в меньшей степени зависит от тяги, так как часть тепла передаётся воздуху второго контура. Для средних и крупных двигателей теплоотдача составляет 35...55 кДж/с.

В настоящее время для обоснования потребной прокачки масла необходим уточнённый расчёт теплоотдачи двигателя (эти величины прямо пропорциональны). Ориентировочно определить потребную прокачку масла через ГТД в л/мин можно по следующей зависимости:

$$W_{ов} = 6 \cdot 10^4 \frac{q_{ов}}{C_m \rho_m \Delta t_m}, \quad (1)$$

где $q_{ов}$ – теплоотдача двигателя или тепловой поток от него в масло, кВт; C_m – удельная теплоёмкость масла при среднеарифметической температуре входа и выхода, кДж/(кг·К); ρ_m – плотность масла, кг/м³; Δt_m – разность температур масла на входе и выходе, К [2].

Теплоотдачу двигателя в масло можно определить на основании анализа теплового баланса, что и было выполнено в работе.

Анализ источников тепла, вносимых в опору ГТД

В опоре ГТД выявляются шесть основных источников тепла: Q_1 – из тракта; Q_2 – через стенки опоры; Q_3 – через вал; Q_4 – от трения в уплотнениях; Q_5 – от трения в подшипниках, зубчатых передачах, шлицевых соединениях и т.п.; Q_6 – с воздухом через уплотнения (рис.1). Такие источники тепла, как вспенивание масла, кавитация и др. в работе не рассматривались в силу их сравнительно малой величины.

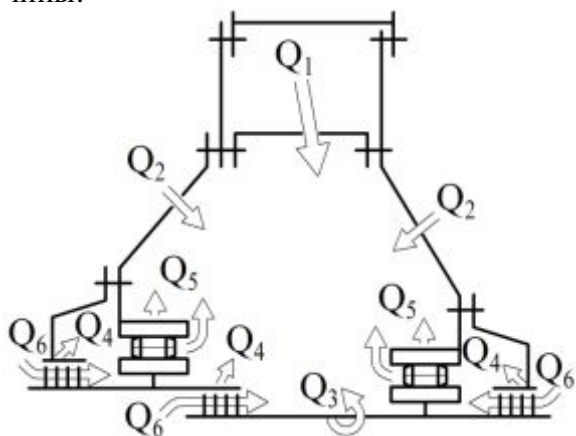


Рис. 1. Источники тепла, вносимого в опору ГТД

Решение задачи по определению теплового потока, выделившегося в узлах трения, может быть осложнено. В случае, если время выхода двигателя на установившийся тепловой режим соизмеримо с временем полёта на этом режиме, необходимо учитывать нестационарность процесса теплоотдачи.

В целом теплота, возникнув в зоне трения, распределяется между трущимися

телами, а также между ними и окружающей средой. Такой теплообмен происходит путём теплопроводности, конвекции и/или радиации (теплообмен излучением). Важное место среди них занимает теплопроводность, которая определяет формирование теплового состояния трущихся деталей. Точная оценка выделяющейся при трении теплоты затруднительна, поэтому принимается допущение: вся работа, совершаемая силой трения, превращается в теплоту. Другими словами, интенсивность тепловыделения $q_{тр}$ (Дж/(м²·с)) определяется соотношением:

$$q_{тр} = f \cdot P \cdot V, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения, P – контактное давление, V – скорость скольжения.

В подшипниках качения реализуются два вида трения, а именно, трение качения и трение скольжения. Трение качения обычно связывают с упругим гистерезисом, адгезией, пластической деформацией и микропроскальзыванием. Трение качения значительно меньше трения скольжения, поэтому основные потери энергии определяются трением скольжения в контакте «тело качения – дорожка качения» вследствие деформации контактирующих поверхностей [3].

Из формулы (2) вытекает зависимость для определения количества тепла, выделяемого от трения в подшипниках:

$$Q_{под} = N_{мп} = T \cdot f \cdot \pi \cdot n \cdot d, \quad (3)$$

где T – приведённая нагрузка на подшипник, f – коэффициент трения (роликовый 0,0025...0,01; шариковый 0,001...0,004), d – диаметр вала, n – частота вращения.

С трибологической точки зрения уплотнения очень напоминают подшипники. По существу, в уплотнениях реализуются все режимы трения: от сухого скольжения до трения в условиях гидродинамической смазки. Количество тепла, выделяемого от трения в радиально-торцовых контактных уплотнениях описывается уравнением:

$$Q_{упл} = N_{мп} = \Delta p \cdot F \cdot f \cdot \pi \cdot n \cdot d_{cp}, \quad (4)$$

где Δp – перепад давлений, F – площадь контакта, f – коэффициент трения, d_{cp} – средний диаметр, n – частота вращения.

Трение в зубчатых передачах отличается некоторыми особенностями, обу-

словленными геометрией и кинематикой зубьев колёс. Во время цикла зацепления реализуется движение, включающее качение и скольжение. Для оценки количества тепла, выделяемого от трения в шлицевых и зубчатых передачах, применяют следующую зависимость:

$$Q_{зуб} = (1 - \eta)N, \quad (5)$$

где η – КПД зубчатой передачи; N – передаваемая мощность, Вт.

Стоит отметить, что для более точных расчётов применяются различные экспериментальные зависимости [4].

Количество тепла, поступающего с воздухом через уплотнения, непосредственно зависит от количества воздуха или газа, проникшего через уплотнения, его теплоёмкости и разности температур сред, разделённых уплотнениями. В рассматриваемом случае применима следующая зависимость [5]:

$$Q_{воз} = G_B C_p (t_B - t_M), \quad (6)$$

где G_B – расход воздуха через уплотнения, C_p – удельная теплоёмкость газа, t_B – температура воздуха, t_M – температура масла.

Теперь рассмотрим процесс передачи тепла через стенки опоры. Данный процесс является сложным: ограждающая стенка является проводником теплоты, через которую теплота передаётся теплопроводностью, а от стенки к окружающей среде – конвекцией и излучением. При передаче теплоты от стенки к окружающей среде в основном преобладает конвективный теплообмен, и в последующих расчётах излучение не учитывалось.

В общем случае количество тепла, передаваемого через стенку от воздуха в масло, описывается законом Ньютона-Рихмана [6]:

$$Q_{ст} = k \cdot F(t_B - t_M), \quad (7)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/м²К; F – площадь наружной поверхности стенки, м²; t_B – температура воздуха с наружной стороны стенки, К; t_M – температура масла (температура среды в масляной полости), К.

При рассмотрении процесса теплоотдачи через стенки опоры ГТД принимается ряд допущений. В зоне опоры воз-

душный тракт внутреннего контура двигателя разделён силовыми рёбрами на ряд частей, течение в которых можно уподобить потоку в коротких каналах (рис. 2).

Так как в наружном контуре двигателя температура ниже, чем во внутреннем, можно принять, что рёбра имеют максимальную температуру в середине их высоты.



Рис. 2. Процесс теплопередачи через стенки опоры ГТД

Иначе говоря, в процессе передачи тепла к маслу участвует только половина высоты ребра.

Поскольку отношение наружного и внутреннего диаметров цилиндрической стенки близко к единице, то при расчёте теплопередачи через неё с достаточной степенью точности можно использовать соотношения для плоской стенки.

Теплообмен на боковых стенках средней опоры происходит путём теплопередачи от воздуха, приведённого во вращение дисками компрессора к маслу, попадающему на стенки со стороны масляной полости.

Для конических стенок, в связи со сложностью модели течения, были использованы зависимости для определения тепла в цилиндрических стенках с разбиением на конечные участки.

Расчёт теплового состояния опоры ГТД

Для расчёта количества тепла, поступающего в среднюю опору из тракта, через стенки и от вала необходимо предварительно определить температуры деталей опоры и коэффициенты конвективной теплоотдачи.

Из известных результатов термогазодинамического расчёта на входе и вы-

ходе узлов (P^* , T^* , G_B), полученных при проектировании двигателя, были использованы значения температуры и давления в местах отбора и выпуска воздуха в системе средней опоры ГТД (рис. 3).

По известной геометрии каналов и значениям газодинамических параметров (давления и температуры) необходимо определить параметры потоков по всей сети. При этом расчёт должен учитывать влияние подогрева потока, поскольку температура элементов системы обладает значительной неравномерностью.

Метод расчёта основан на представлении системы в виде графа, из которого выделяются базисные хорды и строится минимальное дерево (рис. 3).

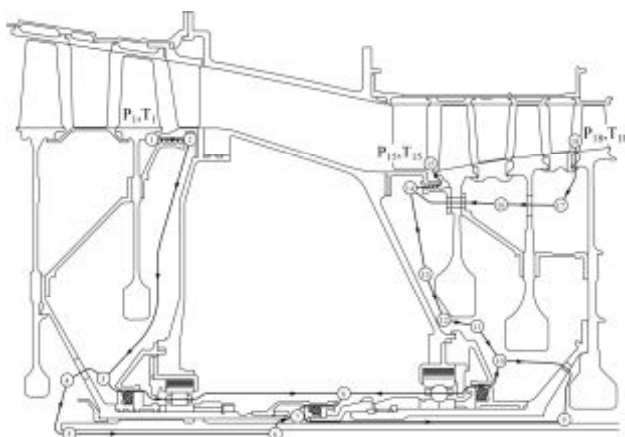


Рис. 3. Система наддува и охлаждения средней опоры

Математическая модель описывается соотношениями, вытекающими из законов Кирхгофа, и замыкающим соотношением, характеризующим взаимосвязь между напором, гидравлическим сопротивлением и расходом в ветвях графа. В результате ряда преобразований получается система уравнений относительно приращений на хордах графа. Количество уравнений равно числу линейно независимых контуров, благодаря чему существенно сокращается время расчёта [7].

В результате произведенного расчёта получаем значения коэффициентов конвективной теплоотдачи в опоре, а также среднюю температуру стенок каналов (рис. 4).

Так значение коэффициента конвек-

тивной теплоотдачи в кольце уплотнения на максимальном режиме двигателя достигло $k = 5048 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, а максимум температуры в стенке опоры составил $353 \text{ }^\circ\text{C}$.

Как правило, значения температур, на этапе проектирования системы неизвестны. Поэтому задача должна решаться методом последовательных приближений. В первом приближении температуры задаются по данным прототипа или из опыта проектирования систем охлаждения. Для поверочных расчётов одного приближения по температурам стенок каналов будет достаточно.

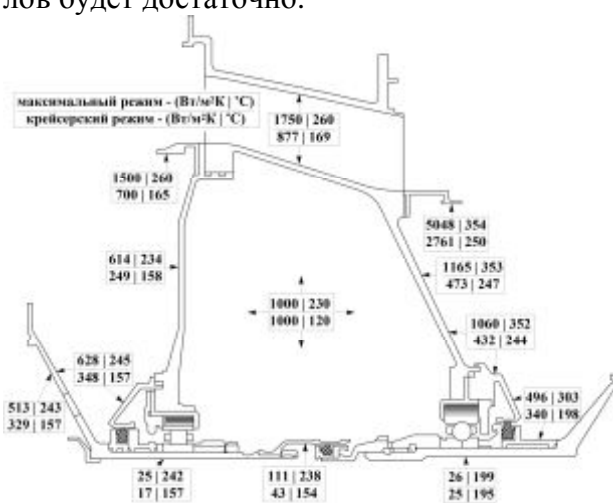


Рис. 4. Распределение коэффициентов конвективной теплоотдачи и температуры в опоре двигателя

Анализ тепловых потоков в опоре ГТД

По полученным значениям температуры элементов и деталей средней опоры ГТД, стало возможным посчитать количество тепла, которое вносится в опору. Результаты расчёта количества тепла, проведенного по формулам (2 - 7), приведены в табл. 1.

Суммарное количество тепла, которое вносится в опору всеми источниками равно 18290 Вт .

Зная общее количество тепла, вносимого в среднюю опору ГТД, последующим расчётом определим потребную прокачку масла через неё. Зададимся осреднёнными характеристиками масла: $C_m = 1680 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ при среднеарифметической температуре входа и выхода (примем её величину при температуре масла 373

К); $\rho_m = 820 \text{ кг/м}^3$; $\Delta t_m = 50 \text{ К}$. В результате потребная прокачка масла через среднюю опору ГТД согласно (1) составила: $W = 15,9 \text{ л/мин}$.

Таблица 1 – Количество тепла, выделяемого в опору ГТД

Источники тепла	Количество тепла, Вт	Соотношение, %
Q_1 - из тракта	2142	12
Q_2 - от стенок опоры	4427	24
Q_3 - от вала	299	2
Q_4 - трение в уплотнениях	2522	14
Q_5 - трение в подшипниках	5161	28
Q_6 - утечки уплотнений	2809	15
Q_7 - трение в шлицах и передачах	930	5
Итого	18290	100

Полученные результаты обладают погрешностью, связанной с упрощениями, принятыми с целью сокращения времени расчёта, и с использованием средних значений параметров.

Тем не менее, методика позволила качественно оценить влияние мер по повышению эффективности охлаждения опоры. Например, если на более поздних версиях данного двигателя были введены меры по тепловой защите средней опоры: установка экранов, защищающих стенки от нагрева; введение дополнительных полостей, предотвращающих попадание более горячего воздуха в масляную полость; подвод более холодного воздуха для наддува предмасляной полости; установка более эффективной системы уплотнений и другие. Пусть эти меры уменьшили количество тепла, поступающего в опору двигателя через уплотнения на 14%, от стенок опоры на 15%, но в месте с тем увеличили тепло от трения в уплотнениях на 5%. В результате перерасчёта суммарное количество тепла, поступающего в среднюю опору, составит $q_2 = 17399 \text{ Вт}$, а по-

требная прокачка масла через опору $W_2 = 15,1 \text{ л/мин}$.

Таким образом, потребная прокачка масла уменьшилась на 5% в связи с уменьшением количества тепла, поступающего в опору.

Методика расчёта потребного охлаждения опоры ГТД

Выше был изложен расчёт количества тепла, поступающего в опору двигателя, который позволяет качественно определить эффективность мер по тепловой защите и охлаждению опоры. Для того, чтобы начать расчёт, необходимо задаться начальными данными, такими как геометрией каналов в опоре; материалами, из которых выполнены детали опоры; их физическими свойствами; частотами вращения валов и газодинамическими параметрами в проточной части. Далее проводятся термогазодинамический, гидравлический и тепловой расчёты. После этого приступаем к расчёту количества тепла, выделяемого каждым из источников. Полученные результаты анализируются на соответствие условиям технического задания.

Данная методика позволяет рассчитывать варианты охлаждения и наддува опор, изучать и рассматривать влияние охлаждающего воздуха не только на параметры охлаждения, но и на удельные параметры двигателя. С помощью методики можно рассчитывать необходимую прокачку масла, а также рассматривать распределение теплоотдачи по источникам в зависимости от режима работы двигателя (рис. 5).

Из рис. 5 видно, что быстрее всего увеличивается выделение тепла в зубчатых передачах, так как они непосредственно связаны с валом двигателя и следовательно, их обороты возрастают с увеличением оборотов ротора.

Выводы

1. Рост температуры в проточной части авиационного ГТД приводит к значительному усложнению условий работы их опор.

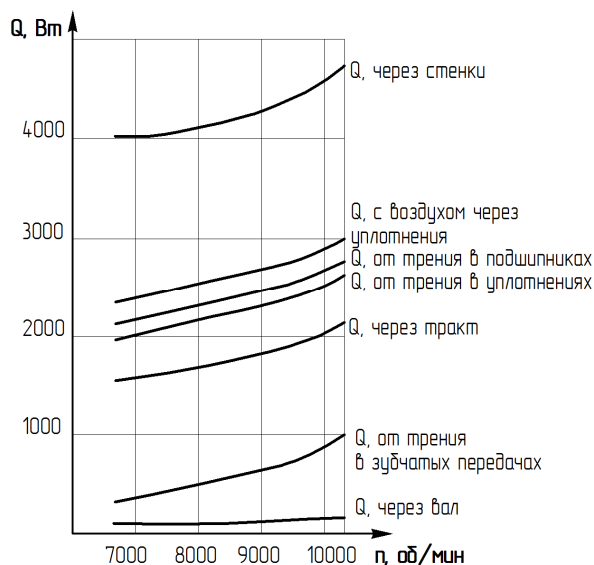


Рис. 5. Интенсивность теплоотдачи по источникам в зависимости от режима работы двигателя

Особенно это относится к узлам трения, находящимся в опоре, которые требуют принудительного охлаждения [8]. Для того, чтобы оценить тепловое состояние опоры, необходимо выделить основные источники тепла и оценить их долю в суммарной величине количества тепла, вносимого в опору. Источники тепла могут быть определены как внешние (по отношению к опоре): тепло, поступающее из тракта, через стенки, через вал, а также с утечками через уплотнение, так и внутренние: тепло от трения в подшипниках, уплотнениях, шлицевых соединениях и зубчатых передачах. Соотношение между количеством тепла, поступающим от каждого из этих источников, зависит от конкретных условий и может изменяться в довольно широких пределах. Исследования показали, что основное тепло образуется от трения в подшипниках и уплотнениях, поступает в опору через стенки и с горячим газом через уплотнения [9]. Общее количество тепла, которое вносят эти

источники, находится на уровне 80...90%. На долю уплотнений приходится 20...30%. Поэтому для оценки теплового состояния опоры необходимо оценивать количество тепла, поступающее от каждого из вышеперечисленных источников, а для повышения эффективности охлаждения опоры – совершенствовать конструкцию системы уплотнений.

2. Наиболее сложным этапом в оценке теплового состояния опоры является определение коэффициентов конвективной теплоотдачи с внутренних и внешних поверхностей деталей опоры. В данном исследовании эти коэффициенты определялись гидравлическим расчётом, когда полости, окружающие опору, моделировались как каналы определённого вида. На максимальном режиме расчётная температура стенок опоры варьировалась от 234 до 353°C, а коэффициент конвективной теплоотдачи с этих же поверхностей изменялся от 614 до 1165 Вт/м²К. Чтобы получить распределение температуры во всех деталях опоры, результаты гидравлического расчёта служили исходными данными для следующего структурного расчёта. Таким образом, на основании созданных моделей была создана и реализована методика расчёта теплового состояния опоры.

3. Создание методики расчёта теплового состояния опоры позволит выбрать требуемый способ охлаждения опоры, исходя из допустимого вносимого количества тепла, спроектировать систему уплотнений, реализующую выбранный способ. Дальнейшее применение разработанной методики возможно для проектирования элементов подвода к узлам трения внутри опоры, а также элементов отвода масла [10].

Библиографический список

1. Трянов А.Е., Гришанов О.А., Виноградов А.С. О тепловой защите масляных полостей опор создаваемых ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета (националь-

ного исследовательского университета). 2009. № 3(19), ч. 1. С. 318-329.

2. Бич М.М., Вейнберг Е.В., Сурнов Д.Н. Смазка авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. 176 с.

3. Мышкин Н.К., Петроковец М.И. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии. М.: Физматлит, 2006. 368 с.

4. Глухарёв Е.Г., Зубарев Н.И. Зубчатые соединения. Л.: Машиностроение, Ленингр. Отделение. 1983. 270 с.

5. Майер Э. Торцовые уплотнения. М.: Машиностроение, 1978. 288 с.

6. Кирпичев М.В., Михеев М.А., Эйгенсон Л.С. Теплопередача. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1940. 292 с.

7. Капинов В.М., Пустовалов В.Н., Навроцкий В.В., Науменко С.П. Улучшенный алгоритм поступенчатого расчёта

проточной части турбины по параметрам за последней ступенью // Вестник НТУ «ХПИ». 2004. № 11. С.105-108.

8. Klingsporn M. Advanced transmission and oil system concepts for modern aero-engines // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004. GT2004-53578.

9. Flouros M., Oil pumping in high speed and high loaded ball bearings // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53406.

10. Hart K. Basic architecture and sizing of commercial aircraft gas turbine oil feed systems // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008. GT2008-50450.

Информация об авторах

Виноградов Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей, надёжность машин.

Бадыков Ренат Раисович, инженер кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Са-

марский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет) E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей.

Федорченко Дмитрий Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент, главный конструктор ОАО «Металлист-Самара». E-mail: dg_fedorchenko@mail.ru. Область научных интересов: динамика и прочность, конструкция авиационных двигателей и энергетических установок.

ANALYSIS OF THE THERMAL STATE OF AIRCRAFT ENGINE SUPPORTS

© 2014 A.S. Vinogradov¹, R.R. Badykov¹, D.G. Fedorchenko²

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²Open Joint Stock Company "Metallist-Samara", Samara, Russian Federation

The paper discusses the main sources of heat that enters the aircraft engine support. It explores the ways of determining them and provides their quantitative comparison for certain operating conditions of the compressor support. On the basis of determining the amount of heat coming from each of the sources and the results of the previously performed thermogasdynamic design hydraulic analysis of the engine support air cooling is carried out and the distribution of convection coefficients and temperature on the walls of the support is calculated. Then the structural heat calculation is performed. On the basis of the structural analysis the temperature distribution in the support elements is determined. Examples of estimating the impact of the amount of heat from different sources as well as the impact of changing the amount of heat from an individual source on the level of oil circulation in the engine are given. The rates of heat transfer for various sources depending on the engine operating condition are compared. On the basis of the proposed sequence of calculations a methodology of determining the thermal state of aircraft engine supports was compiled that will make it possible to choose the required cooling system and adjust the basic parameters of the engine oil system.

Oil system, heat flow, temperature, heat transfer coefficient, friction, seal, bearing, efficiency, cooling, methodology.

References

1. Tryanov A.E., Grishanov O.A., Vinogradov A.S. About the thermal protection of the oil cavities for designing gas turbine engines // Vestnik of Samara State Aerospace University (National Research University). 2009. No. 3(19), part 1. P. 318-329. (In Russ.)
2. Beach M.M., Weinberg E.V., Surnov D.N. Smazka aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley [Lubrication of aircraft gas turbine engine]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1979. 176 p.
3. Myshkin N.K., Petrokovets M.I. Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osno-vy i tekhnicheskie prilozheniya tribologii [Friction, lubrication, wear. Physical foundations and engineering applications of tribology]. Moscow: Fizmatlit Publ., 2006. 368 p.
4. Glukharev E.G., Zubarev N.I. Gear connection. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1983. 270 p.
5. Meyer E. Tortsovye uplotneniya [Face seals]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1978. 288 p.
6. Kirpichev M.V., Mikheev M.A., Eigenson L.S. Teploperedacha [Heat transfer]. Moscow-Leningrad: Gosenergoizdat Publ., 1940. 292 p.
7. Kapinos V.M., Pustovalov V.N., Nawrocki V.V., Naumenko S.P. Improved algorithm of successive calculation of turbine wheel space by the parameters after the last stage // Vestnik NTU «KhPI». 2004. No. 1. P. 105-108. (In Russ.)
8. Klingsporn M. Advanced transmission and oil system concepts for modern aero-engines // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004. GT2004-53578.
9. Flouros M. Oil pumping in high speed and high loaded ball bearings // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004. GT2004-53406.
10. Hart K. Basic architecture and sizing of commercial aircraft gas turbine oil feed systems // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008. GT2008-50450.

About the authors

Vinogradov Alexander Sergeevich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department "Construction and Design of Aircraft Engines", Samara State Aerospace University. E-mail: fdla@ssau.ru. Area of Research: face seals, aircraft engine design, reliability of machines.

Badykov Renat Raisovich, engineer of the Department "Construction and Design of Aircraft Engines", Samara State Aero-

space University. E-mail: fdla@ssau.ru. Area of Research: sealing system, aircraft engine design.

Fedorchenko Dmitriy Gennadievich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Head Designer, Open Joint Stock Company "Metallist-Samara". E-mail: dg_fedorchenko@mail.ru. Area of Research: dynamics and strength, design of aircraft engines and power stations.

УДК 621.431.73

ЦИКЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГАЗОВОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ С ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ

©2014 В. А. Шишков

ООО «Рекар», Тольятти

Целью работы является разработка методов управления циклом двухтопливных и однотопливных автомобилей с двигателями, работающими как на бензине, так и на газовом топливе, а также физически и математически обоснованных алгоритмов для электронной системы управления. На основе проведённых натурных испытаний поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием и разработанной методики расчёта эжектора с нестационарными физическими параметрами рабочих тел предлагается метод компенсации потерь мощности путём эжекции цикловой порции воздуха с помощью перепада давления на жиклёре газовой электромагнитной форсунки. На основе теоретического анализа и экспериментальных данных разработан алгоритм определения цикловой подачи газового топлива с учётом докритического или критического истечения газового топлива из сопла форсунки, изменения скорости звука, провала давления газового топлива в рампе форсунок в процессе цикловой подачи и напряжения питания на электромагнитной катушке газовой форсунки. Разработана методика определения угла опережения зажигания при переключении с бензина на газовое топливо для электронной системы управления двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием, по которой выполнены расчёты корректирующих коэффициентов для сжиженного нефтяного газа и сжатого природного газа.

Двигатель внутреннего сгорания, электронная система управления двигателем, цикловая подача, газовое топливо, угол опережения зажигания, алгоритм.

Введение

Снижение выбросов парниковых газов, к которым относится двуокись углерода CO_2 , а также возрастающие требования по ограничению выбросов токсичных веществ CO , CH , NO_x в отработавших газах двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является актуальной задачей для современного и перспективного транспорта.

Выбросы токсичных компонентов и двуокиси углерода прямо пропорциональны расходу углеводородного топлива. Кроме этого, выбросы CO , CO_2 и CH зависят от вида топлива и соотношения количества атомов водорода к углероду в топливе. Соответственно становятся привлекательными газовые виды топлив на основе природного газа.

С 1 января 2013 года в России действуют нормы токсичности Евро-4 с диагностикой на уровне ЕОБД-2, а в Европе находятся в стадии согласования нормы Евро-6.

13 мая 2013 года было принято распоряжение № 767-р правительства и утверждён комплекс мер по стимулированию использования природного газа в качестве моторного топлива, которое поддержал Президент РФ.

Низкая плотность газообразных топлив накладывает особенности на систему топливоподачи, а также требует изменений в методах и алгоритме управления двигателем.

Всё это показывает, что разработка методов управления циклом двухтопливных и однотопливных автомобилей с двигателями, работающими как на бензине, так и на газовом топливе, методов диагностики газобаллонного оборудования и двигателя в целом, а также физически и математически обоснованных алгоритмов для электронной системы управления - актуальные задачи для современных и перспективных отечественных автомобилей, отвечающих современным законодательным требованиям.

Рассматриваемая газовая система содержит рампу с электромагнитными газовыми форсунками и датчиками температуры и давления газа в рампе; отсечной газовый клапан; газовый ресивер; датчик утечки газа в моторном отсеке; газовый редуктор; клапан высокого давления с датчиком давления газа на его входе; газовые трубопроводы низкого и высокого давления; газовый баллон с заправочно-расходным вентилем; заправочное устройство с датчиком наличия заглушки; датчик утечки газа в багажном отделении; электронный блок управления для газового и бензинового вариантов питания с двумя независимыми программами управления.

Основные параметры управления циклом двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием – расходы воздуха и топлива и угол опережения зажигания.

Цикловый расход воздуха, поступившего в цилиндр, при впрыске топлива во впускной трубопровод зависит от:

1. Объёма цилиндра.
2. Коэффициента наполнения цилиндра.
3. Коэффициента очистки цилиндра.
4. Коэффициента дозарядки.
5. Коэффициента наддува (от 1,1 до 2) и степени эжекции (от 8 до 10,6) для эжекторного компрессора.
6. Объёмного значения величины стехиометрического состава смеси воздуха и природного газа (от 8 до 10,6).
7. Соотношения количества бензинового и газового топлив (от 0 до 100%).

Цикловая подача газового топлива зависит от:

1. Площади сечения жиклёра клапана электромагнитной форсунки, от которой зависит статический расход газа.
2. Затяжки пружины клапана газовой форсунки, от которой зависит расход газа на холостом ходу.
3. Вида функции задания расходной характеристики в электронном блоке управления (линейная, без свободного члена и со свободным членом).

4. Значения перепада давления природного газа на клапане электромагнитной форсунки (докритический или сверхкритический).

5. Уровня давления газа перед клапаном электромагнитной форсунки, от которого зависит плотность газа (от 120 до 700 кПа).

6. Температуры (от 208 до 400 К) газа перед клапаном форсунки, от которой зависит плотность и скорость звука в газе.

7. Вида применяемого топливного газа (одноатомный, двухатомный и т.д. – показатель адиабаты от 1,66 до 1,25 и разный молекулярный вес).

8. Времени цикловой подачи топлива (от 2,2 до 16 мс).

9. Напряжения питания электромагнитной газовой форсунки (от 6,5 до 24 В).

10. Времени открытия (от 1,4 до 4,5 мс) и времени закрытия (от 0,75 до 1 мс) клапана электромагнитной форсунки.

11. Изменения значения перепада давления на клапане форсунки, которое зависит от:

- времени цикловой подачи газа через клапан электромагнитной форсунки (от 2,2 до 16 мс);
- времени движения волны разрежения от форсунки до редуктора (от 0 до 2 мс);
- времени реакции редуктора на провал давления (до 1 мс);
- времени движения волны давления от редуктора до входа в клапан форсунки (от 0 до 2 мс);
- объёма газовой рампы форсунок (больше или меньше объёма максимальной цикловой подачи газа) и её длины (расположения экстремумов волны давления по её длине).

Угол опережения зажигания зависит от:

1. Частоты вращения коленчатого вала.
2. Октанового числа топлива.
3. Объёма камеры сгорания.
4. Циклового расхода воздушно-топливной смеси.

5. Температуры двигателя (от 233 до 378 К).

6. Температуры воздушнотопливной смеси в процессе сжатия в момент начала зажигания (от 770 до 845 К).

7. Наличия детонации и расположения её границы на характеристике по параметрам двигателя (для природного газа детонационное число около 120).

8. Средней скорости горения воздушнотопливной смеси в рабочем цикле.

Цикловый расход воздуха

На рис. 1 представлены расчёты изменения наполнения цилиндров поршневого двигателя внутреннего сгорания воздушногазовой смесью с помощью эжекторного компрессора, которые удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными [1]. Среднее улучшение показателей двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием по мощности и крутящему моменту составило 5-7%.

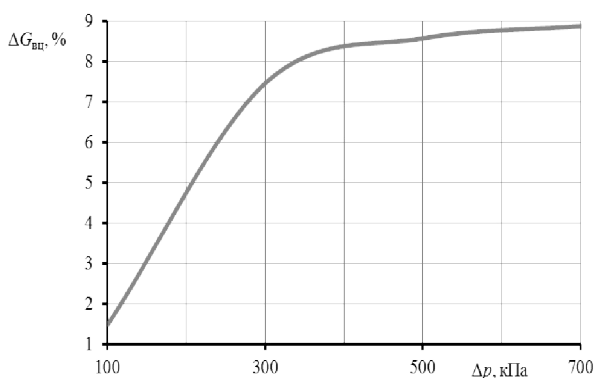


Рис.1. Относительное увеличение наполнения цилиндра воздушногазовой смесью в зависимости от перепада давления газового топлива на электромагнитной форсунке, используемой в качестве эжекторного компрессора при степени эжекции 9,53

Даны следующие рекомендации:

1. Наиболее эффективный перепад давления газового топлива на форсунке для улучшения наполнения цилиндров лежит в диапазоне от 250 до 400 кПа.

2. При значениях перепада около 180 кПа возникает необходимость вести расчёт циклового расхода топлива по формулам докритического или критического истечения газа через жиклёр газовой

форсунки, что приводит к снижению точности дозирования газа на переходных режимах работы двигателя.

3. Повышенный перепад давления на клапане форсунки более 400 кПа не приводит к существенному увеличению наполнения цилиндров воздушногазовой смесью из-за обратного тока. При этом снижается выработка газового топлива из баллона, что, в свою очередь, приводит к сокращению пробега автомобиля на одной заправке.

Цикловое наполнение цилиндров воздушногазовой смесью для двухтопливного газ-бензин ДВС с учётом впрыска газового топлива или во впускной трубопровод или при его непосредственном впрыске, а также долей топлив газа и бензина определяется следующим образом:

$$G_{вц} = \frac{V_{ц}}{i} \rho_{в} \eta_{ц} \left[1 - \frac{\left(1 - \frac{q_6}{q_{ц}}\right) \left(1 - \frac{q_2}{q_{ц}}\right)}{l_v} \right] (1 - k_{вп}) k_{в},$$

где: $V_{ц}$ - рабочий объём всех цилиндров;
 i - количество цилиндров;
 $\rho_{в}$ - плотность воздуха на впуске;
 $\eta_{ц}$ - коэффициент наполнения цилиндров газовой смесью;
 q_6 - доля бензина (жидкого топлива) в цикловой подаче;

$q_{ц} = q_1 + q_2 = q_г + q_6$ - цикловая подача топлива;

q_1 - доля газа при его впрыске во впускной трубопровод до момента закрытия впускного клапана;

q_2 - доля газа при непосредственном впрыске газа в цилиндр после закрытия впускного клапана;

$q_г$ - доля газового топлива в цикловой подаче;

l_v - объёмное стехиометрическое число (объёмное количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 м³ газового топлива, для метана $l_v = 9,53$, а для КПГ как моторного топлива во всём диапазоне его химического состава $l_v = 8,08 \dots 10,6$);

$k_{вп}$ – объёмная доля водяного пара в воздухе, выраженная в долях от 1;

$k_{в} = f(n, T_o, p_o, T_{двс})$ – коэффициент коррекции наполнения цилиндров воздухом, n – частота вращения коленчатого вала;

$T_{двс}$ – температура двигателя.

На рис.2 показано изменение циклового наполнения цилиндра воздушнотопливной смесью для ДВС при его работе на газо-

вом топливе или бензине с возможностью улучшения наполнения с помощью эжекторного компрессора, в качестве которого используется газовая форсунка, а также при одновременной работе на двух видах топлива бензине и газе. Применение эжекторного компрессора не исключает, а может дополнить турбонаддув цилиндров двигателя.

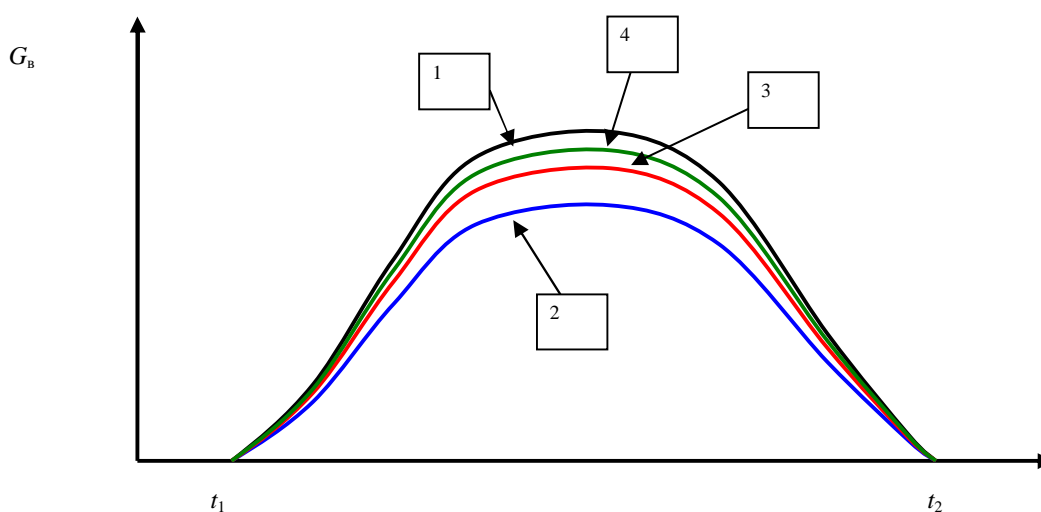


Рис.2. Цикловое наполнение воздухом цилиндра поршневого двигателя внутреннего сгорания.

Максимальная скорость поршня 26 м/с при 76 градусах после верхней мёртвой точки:

$G_{в}$ – расход воздуха в такте впуска; t_1 и t_2 – соответственно времена начала открытия и конца закрытия впускного клапана; 1 – при работе на бензине; 2 – при работе на природном газе; $Q_{вцгаз2} = (0,894...0,92) Q_{вцбензин}$; 3 – при эжекторном наддуве газом с перепадом давления на клапане форсунки 300 кПа $Q_{вцгаз3} = (0,96...0,989) Q_{вцбензин}$; 4 – при эжекторном наддуве газом с перепадом давления на клапане форсунки 700 кПа $Q_{вцгаз4} = (0,974...1) Q_{вцбензин}$; при одновременном впрыске долей бензина и газового топлива цикловое наполнение цилиндра воздухом лежит в пределах линий 1 и 2 (чем больше доля газа, тем ближе к линии 2)

Цикловый расход газового топлива

На рис. 3 и 4 приведены варианты задания расхода топлива через форсунку в электронном блоке управления поршневым двигателем внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

Наиболее низкая точность дозирования топлива, при используемой функции задания расхода, на малых частотах вращения коленчатого вала, т.к. время цикловой подачи близко к сумме времён открытия и закрытия клапана электромагнитной форсунки.

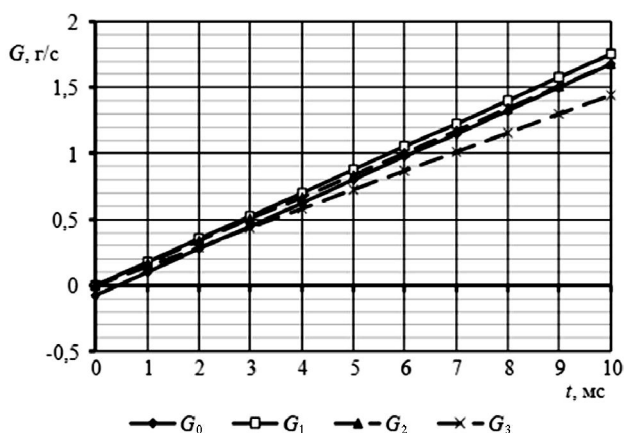


Рис.3. Варианты задания расхода топлива через электромагнитную форсунку в алгоритме расчёта цикловой подачи в ЭБУ: $G_0 = 0,1752 t - 0,076$; $G_1 = 0,1752 t$; $G_2 = 0,1675 t$; $G_3 = 0,1447 t$

Предложено в алгоритме электронного блока задавать характеристику в виде линейного уравнения со свободным членом для каждой форсунки (по данным её производителя).

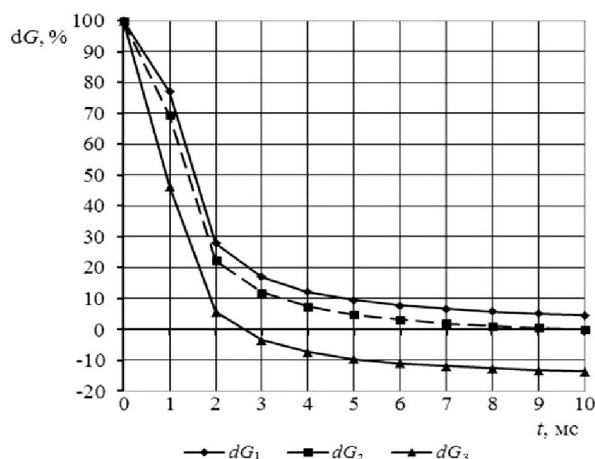


Рис.4. Отклонения расхода топлива от \$G_0\$ при различных вариантах задания функции: \$G_1 = 0,1752 \text{ t}\$; \$G_2 = 0,1675 \text{ t}\$; \$G_3 = 0,1447 \text{ t}\$

Цикловый расход газового топлива через электромагнитную форсунку, определяются в зависимости от перепада давления на её клапане по формулам докритического и сверхкритического [2] истечения газа (\$\pi_{кр} \approx 0,55\$) (рис.5).

Увеличение расхода при сверхкритическом истечении происходит медленно и только за счёт роста плотности газа в критическом сечении форсунки при росте давления в рампе (на характеристике большой наклон обусловлен неравномерностью шкалы по давлению в рампе).

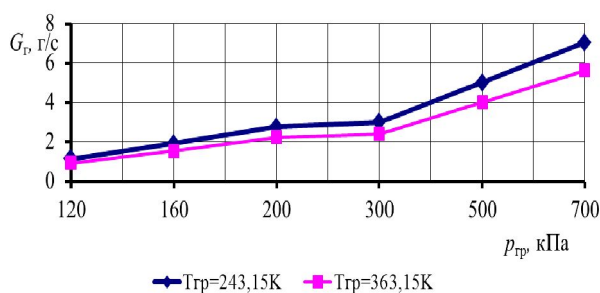


Рис.5. Зависимость расхода метана через сопло газовой форсунки диаметром 2 мм от перепада давления и температуры газа на её входе для режима при полностью открытой дроссельной заслонке ДВС при \$\pi_{кр} \approx 0,55\$

Вычисление цикловой подачи газа через форсунку для статических и динамических режимов работы поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием для электронных систем управления с учётом коррекции по основным влияющим факторам выполняют или для критического истечения или до критического истечения с учётом изменений в периоды открытия и закрытия её клапана.

Цикловая подача \$q_{ц}\$ для сверхкритического истечения газа без учёта изменения расходной характеристики в периоды открытия и закрытия её клапана определяется следующим образом:

$$q_{ц} = t_{ен} \int_0^{t_{ен}} G dt = t_{ен} F a_{зв} \int_0^{t_{ен}} p dt,$$

где \$t_{вп}\$ – время подачи топлива;

\$G\$ – секундный расход газа через форсунку;

\$F\$ – площадь жиклёра форсунки;

\$a_{зв}\$ – скорость звука в газе;

\$p\$ – плотность газа в критическом сечении сопла форсунки.

С учётом расходной характеристики форсунки в периоды открытия и закрытия её клапана:

$$q_{ц} = t_{ен} \int_0^{t_{ен}} G dt \approx t_{ен} a_{зв} \int_0^{t_{ен}} (pF) dt.$$

Цикловая подача для докритического истечения газа с учётом изменения расходной характеристики форсунки в периоды открытия и закрытия её клапана определяется зависимостью

$$q_{ц} = \frac{t_{ен} \sqrt{\frac{2k}{k-1}}}{\sqrt{RT_{гр}}} \left(\frac{1}{\left(\int_0^{t_{ен}} \pi dt \right)^{\frac{2}{k}}} - \frac{1}{\left(\int_0^{t_{ен}} \pi dt \right)^{\frac{k+1}{k}}} \right) \int_0^{t_{ен}} \mu F p_{гр} dt,$$

где \$\mu\$ – коэффициент расхода;

\$R\$ – газовая постоянная;

\$T_{гр}\$ – температура газа в рампе форсунки;

\$k\$ – показатель адиабаты;

\$\pi\$ – отношение давлений газового топлива на входе и выходе клапана форсунки.

Цикловая подача газа через форсунку в динамике определяется соотношением

$$q_{ц\Sigma} = q_{ц} K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 .$$

Здесь $K_1 = a_{зв} / a_{зв0}$ – коэффициент влияния изменения скорости звука в газе при изменении температуры газа во время прогрева двигателя и его топливной системы, который изменяется в диапазоне от 0,85 до 1,15 для температуры газа от 208 до 400К, $a_{зв}$, $a_{зв0}$ – скорость звука в газе соответственно при переменной температуре газа и для нормальных атмосферных условий;

$K_2 = \rho_{гр} / \rho_{гр0}$ – среднеинтегральный коэффициент влияния изменения плотности газа в период цикловой подачи, который изменяется в диапазоне от 0,8 до 1 для давления газа в диапазоне от 100 до 700 кПа, $\rho_{гр}$, $\rho_{гр0}$ – плотность газа соответственно при изменении давления газа перед форсункой в период цикловой подачи и при нормальных условиях (постоянных давления и температуре газа). Чем выше давление газа, тем меньше влияние K_2 . При 700 кПа его диапазон составляет от 0,93 до 1;

$$K_3 = f(t_{вп}) = \frac{\int_0^{t_{вп}} p_{гр} dt}{\left[\int_0^{t_{вп}} p_{гр} dt \right]_0}$$

- коэффициент влияния на среднеинтегральное давление длительности цикловой подачи, который изменяется в диапазоне от 1,5 на холостом ходу до 1 при максимальной цикловой подаче, $p_{гр}$ – текущее значение давления в газовой рампе в период цикловой подачи топлива;

$$K_4 = f(V_p) = \left| \frac{V_p - V_u}{V_p} - 2 \right|$$

– коэффициент влияния объёма V_p газовой рампы, который изменяется в диапазоне от 1 до 2, чем меньше объём, тем больше провал давления газа перед форсунками

во время цикловой подачи из-за увеличения времени ответной реакции редуктора и требуемого времени на наполнение рампы в динамическом режиме работы. $V_{ц}$ – объёмная цикловая подача газа;

$$K_5 = \frac{t_{вп} - \frac{L_{pp}}{W_{pp}}}{t_{вп}}$$

– коэффициент влияния реакции редуктора на провал давления в рампе форсунок во время цикловой подачи газа, который изменяется в диапазоне от 0,9 до 1,1. L_{pp} – длина газового трубопровода от редуктора до рампы форсунок, W_{pp} – скорость движения волны разрежения от рампы до выхода из редуктора.

На рис. 6 представлена коррекция цикловой подача газового топлива в поршневой двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием в зависимости от:

- перепада давления газа на клапане форсунки, от которого зависит, по какой формуле вести расход топлива по докритическому или сверхкритическому истечению;
- напряжения питания на катушке электромагнитной форсунки, от которого зависит времена открытия и закрытия её клапана;
- провала давления на клапане газовой форсунки в период цикловой подачи;
- изменения скорости звука в зависимости от температуры газа на входе в форсунку при сверхкритическом истечении.

Исследование влияния циклового расхода газового топлива на значение провала давления в газовой рампе и на температуру газа в рампе, которые подтверждают необходимость учёта данных факторов влияния на цикловой расход газового топлива дано в работе [3]. На рис. 7 показан провал давления в газовой рампе в период цикловой подачи в зависимости от массы впрыскиваемого топлива и объёма газовой рампы.

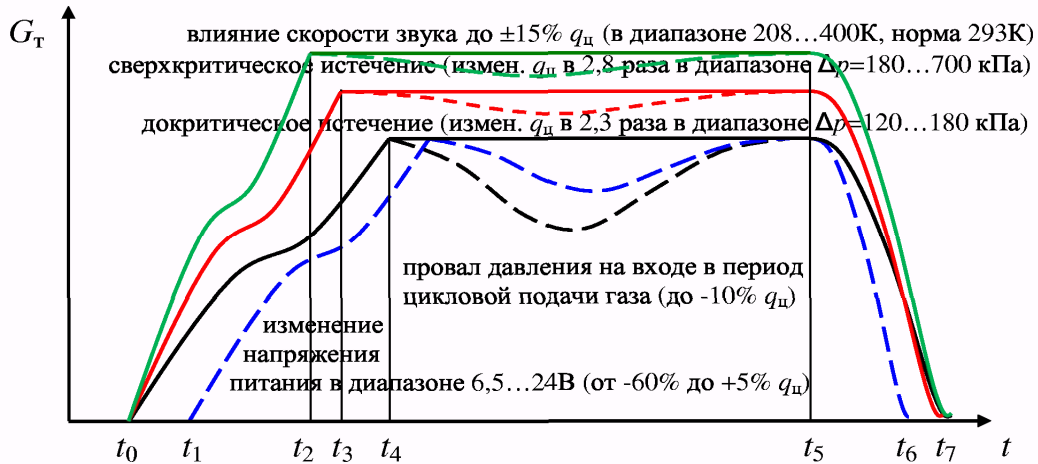


Рис.6. Коррекция циклового расхода газового топлива G_T и цикловой подачи газового топлива q_c в зависимости от перепада давления на клапане форсунки, напряжения питания на клапане электромагнитной форсунки и изменения скорости звука:

t_0, t_1 – начало цикловой подачи газа при напряжениях соответственно U_0 и U_1 питания электромагнитной катушки форсунки; t_2, t_3, t_4 – клапан форсунки в положении «открыт»; t_5 – выключено питание катушки форсунки; t_6, t_7 – клапан форсунки в положении «закрыт» для напряжений питания катушки соответственно U_1 и U_0

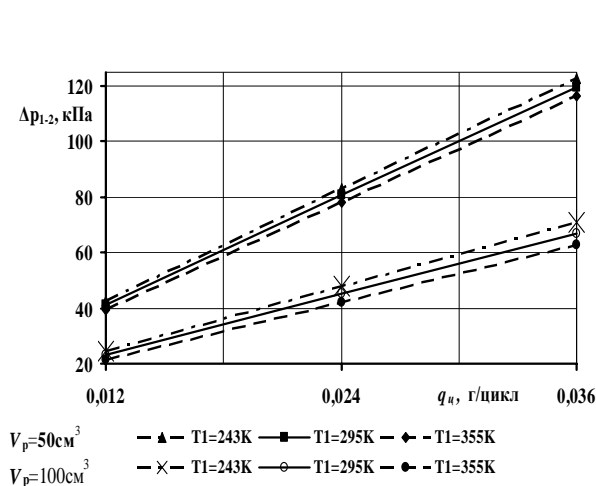


Рис.7. Влияние величины цикловой подачи q_c газового топлива, температуры T_1 газа до начала впрыска и внутреннего объема рампы V_p на максимальную среднюю интегральную величину провала давления $\Delta p_{1,2}$ газа в рампе форсунок за время цикловой подачи

Значения замеренного провала давления больше расчётного, т.к. измерялся минимум давления в рампе в период цикловой подачи, а не среднеинтегральный за цикл.

На рис. 8 показана зависимость изменения относительной температуры газа в рампе в период цикловой подачи в зависимости от массы топлива и объема газовой рампы.

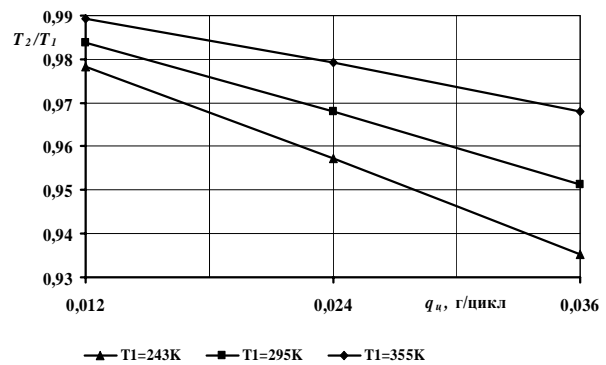


Рис. 8. Влияние величины цикловой подачи q_c газового топлива и температуры T_1 газа до начала впрыска на относительную величину изменения температуры T_2/T_1 газа до и после окончания цикловой подачи

В расчёте снижения температуры газа в рампе после цикловой подачи не учитывался теплоприток к газу от рампы.

Угол опережения зажигания

На рис. 9 показана зависимость коэффициента изменения угла опережения зажигания от температуры воздушно-топливной смеси после сжатия перед воспламенением для компримированного природного газа (КПГ) и сжиженного нефтяного газа (СНГ) по сравнению с бензином.

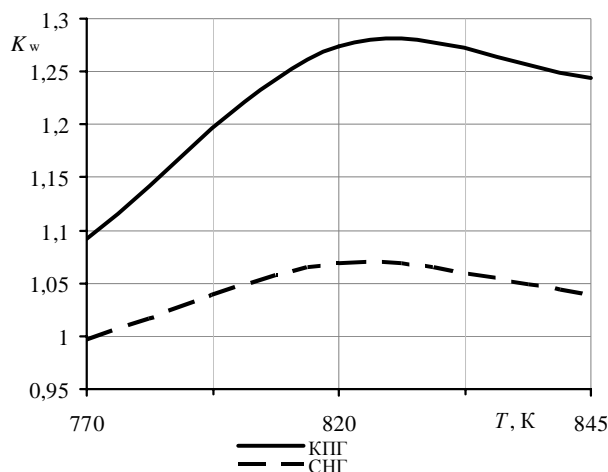


Рис. 9. Зависимость коэффициента изменения угла опережения зажигания от температуры воздушнотопливной смеси в процессе сжатия перед моментом начала зажигания для компримированного природного газа и сжиженного нефтяного газа по отношению к бензину

Как видно из графика, коэффициент увеличения угла опережения зажигания возрастает за счёт увеличения средней скорости сгорания газовых топлив, а затем падает за счёт приближения к скорости сгорания паров бензина. Чем выше температура газового топлива и чем выше температура смеси после сжатия, тем меньше разница в угле опережения зажигания паров бензина и газовых видов топлив.

Для сжиженного нефтяного газа эта разница становится на уровне точности расчётов и точности измерения параметров при проведении испытаний.

Библиографический список

1. Шишков В.А. Снижение потерь мощности и крутящего момента ДВС с искровым зажиганием с ЭСУД при работе на газовом топливе // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. 2011. № 5 (59). С. 25-31.
2. Шишков В.А. Особенности разработки алгоритма управления двигателем внутреннего сгорания для работы на газобразном топливе // АвтоГазоЗаправоч-

На рис. 10 показаны углы опережения зажигания для различных топлив относительно границы детонации для двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

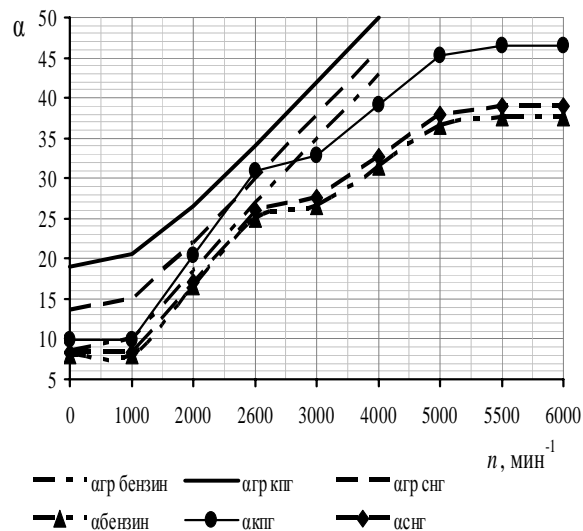


Рис. 10. Угол опережения зажигания α и граница детонации $\alpha_{тр}$ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, на прогретом до рабочей температуры двигателя

Изменение угла опережения зажигания при переключении с бензина на СНГ от 0 до 6%, а при переключении на КПП от 9 до 28%, при этом при прогреве двигателя разница в угле опережения зажигания снижается.

2. Шишков В.А. АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. 2005. № 5 (23). С. 37-39.

3. Шишков В.А. Колебания давления в рампе форсунок двигателей с искровым зажиганием // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета (национального исследовательского университета). 2012. № 3(34), ч. 2. С. 88-96.

Информация об авторе

Шишков Владимир Александрович, доктор технических наук, начальник технического отдела, ООО «Рекар». E-mail: Vladimir-Shishkov@yandex.ru. Область научных интересов: системы управления ДВС на альтернативных видах топлива.

CYCLE PARAMETERS OF AN INTERNAL COMBUSTION SPARK- IGNITION GAS PISTON ENGINE WITH AN ELECTRONIC CONTROL SYSTEM

©2014 V. A. Shishkov

Limited Liability Company “Rekar”, Togliatti, Russian Federation

The purpose of the work is to develop methods of managing the cycle of bifuel and single-fuel vehicles with engines running both on petrol and gas fuel as well as physically and mathematically reasonable algorithms for an electronic control system. On the basis of full-scale tests of an internal combustion spark-ignition piston engine and a technique developed for designing an ejector with non-stationary physical parameters of working bodies a method of compensating power losses by ejecting a portion of air with the help of pressure difference on the valve of a gas electromagnetic injector is proposed. On the basis of the theoretical analysis and experimental data an algorithm of determining the fuel injection rate taking into account the subcritical or critical fuel discharge from the injector nozzle, the change in the speed of sound, the gas fuel pressure undershoot in the process of fuel feeding and the power supply voltage on the electromagnetic coil of the gas injector is developed. A method of determining the ignition advance angle when switching from petrol to gas fuel is developed for an electronic control system of an internal combustion spark-ignition engine which serves as the basis for calculating the adjusting factors for liquefied petroleum gas and compressed natural gas.

Internal combustion engine, engine electronic control system, cycle fuel delivery, gas fuel, ignition advance angle, algorithm.

References

1. Shishkov V.A. The reduction of capacity waste in torsion torque of ICE with spark-plug ignition and with electronic engine and transmission control systems, when working on gas fuel // *AutoGas Filling Complex + Alternative Fuel*. 2011. No. 5(59). P. 25-31. (In Russ.)
2. Shishkov V.A. Peculiarities of developing an algorithm of managing an internal combustion engine running on gas fuel // *AutoGas Filling Complex + Alternative Fuel*. 2005. No. 5(23). P. 37-39. (In Russ.)
3. Shishkov V.A. Fluctuations of pressure in rail gas injection of engines with spark ignition // *Vestnik of Samara State Aerospace University*. 2012. No. 3(34), part 2. P. 88-96. (In Russ.)

About the author

Shishkov Vladimir Aleksandrovich, Doctor of Science (Engineering), Chief Technical Officer, Limited Liability Company «Rekar». E-mail: Vladimir-Shishkov@yandex.ru. Area of Research: control systems of internal combustion engines running on alternative kinds of fuel.

УДК 620.22:629.7

УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ИЗ ПРОВОЛОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

© 2014 А.И. Ермаков, Г.В. Лазуткин, Ф.В. Паровай,
К.В. Бояров, П.В. Бондарчук, Д.П. Давыдов

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

Цельнометаллические виброизоляторы широко применяются в виброзащитных системах благодаря высокой прочности, большому ресурсу и большому коэффициенту рассеивания энергии. Упругодемпфирующие элементы этих виброизоляторов изготавливаются из прессованных проволочных материалов, таких, как МР (Россия) и Spring Cushion (Германия). Показаны конструкции наиболее распространённых виброизоляторов из материала МР (серии ДКУ и ВВ), а также технология их изготовления. Приведена конструкция виброизолятора фирмы STOP-СНОС. Проведено сравнение несущей способности, коэффициента рассеивания энергии, ресурса, габаритно-массовых и амплитудно-частотных характеристик виброизоляторов, изготовленных из двух материалов. Установлено, что виброизолятор из материала МР по сравнению с виброизолятором из материала Spring Cushion при сходном ресурсе имеет более высокие несущую способность (в 3 – 4 раза) и демпфирующие свойства (в 1.5 – 2 раза). Виброизоляторы из материала МР типов ВВМ-70 и ДКУ-90 по сравнению с виброизолятором из материала Spring Cushion обеспечивают более низкие (в 1.5 – 2 раза) коэффициенты усиления и частоты на резонансных режимах колебаний, что обуславливает более высокие виброзащитные свойства.

Материал МР, виброизолятор, упругодемпфирующие характеристики, коэффициент рассеяния, амплитудно-частотные характеристики, резонансные режимы.

Для повышения вибропрочности и надёжности агрегатов и систем авиационных двигателей и другой современной техники в России и за рубежом широко применяются виброизоляторы, изготавливаемые из проволочных материалов [1, 2, 3]: в России - из нетканого материала "металлорезина" (МР), разработанного в КуАИ-СГАУ; за рубежом - из тканого материала Spring Cushion, созданного в Германии. Поэтому оценка эффективности применения тех или иных типов виброизоляторов на базе исследования их упругодемпфирующих и динамических характеристик является актуальной задачей.

В настоящей работе проводилось исследование статических и динамических характеристик трёх виброизоляторов различных типов: ДКУ-90-150/7 (РФ) (рис. 1) и ВВМ-70 (РФ) (рис. 2), созданных на базе материала МР, а также STOP-СНОС V118D-GS (Германия), изготовленного из Spring Cushion (рис. 3), подобранных на одинаковую номинальную

(массовую) нагрузку 700Н в соответствии с данными [2] и каталога [3] (далее по тексту ВВМ-70, ДКУ-90 и STOP-СНОС соответственно).

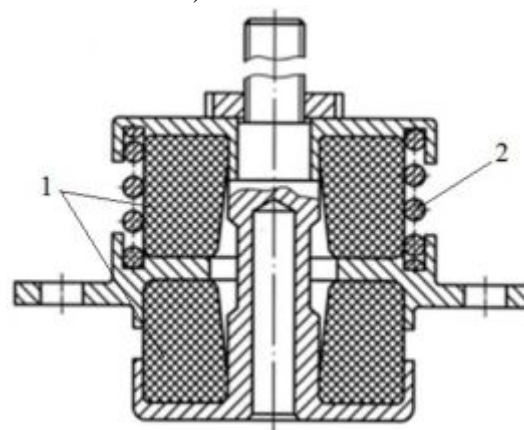


Рис. 1. Виброизолятор ВВМ-70:
1 - упругодемпфирующий элемент,
2 - разгрузочная пружина

Материал МР представляет собой пористую волоконную структуру, получаемую холодным прессованием проволочных спиралей в окончательные по

форме и размерам детали [2]. В качестве исходного материала для изготовления МР применяется металлическая проволока различных марок, определяемых условиями работы детали из МР: температурным режимом, наличием агрессивной среды, характером приложения нагрузки и т.п.

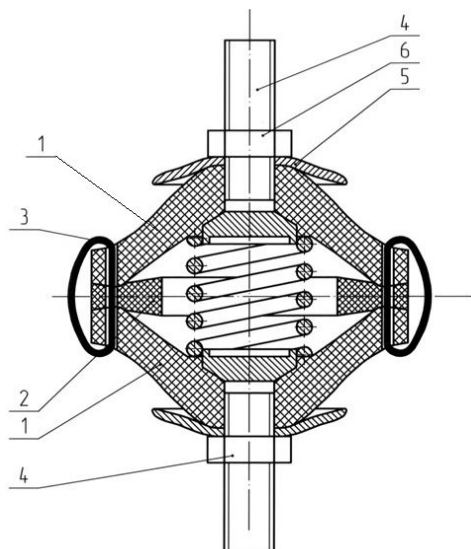


Рис. 2. Виброизолятор ДКУ-90:
1- упругодемпфирующий элемент;
2 - проставка; 3 - сшивная проволока;
4- крепёжные болты;
5 - ограничивающая шайба; 6- гайка

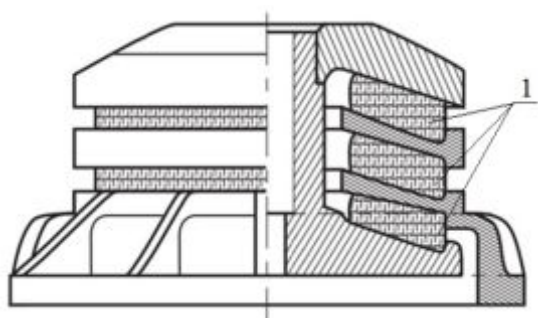


Рис. 3. Виброизолятор STOP-CHOC V118D-GS:
1- УДЭ

Известно, что технологии производства виброизоляторов, и особенно, их упруго-демпфирующих элементов (УДЭ), являются основными факторами, определяющими их виброзащитные свойства.

Для изготовления деталей из материала МР проволока диаметром от 0,03 до 0,3 мм [1] навивается в спираль (плотно виток к витку), диаметр которой может составлять 5–15 диаметров проволоки.

Технологические процессы изготовления материала МР [2] основаны на навивании спирали, её дозировании, растягивании до шага, равного её диаметру, формировании из растянутой спирали заготовки и прессования в пресс-форме, соответствующей форме готового изделия. Такая технология является наиболее общей для производства упругодемпфирующих элементов различных типов. Так, например, изготовление УДЭ в виде цилиндров, втулок, кубиков, шайб, мембран и т. п. включает в себя следующие основные операции.

Растянутые отрезки спиралей определённым образом укладывают в прямоугольный коврик равномерными слоями, а затем складывают в ленту с нахлёстом (рис. 4).



Рис. 4. Схема формирования ленты из коврика

На следующем этапе производства УДЭ получают его заготовку путём скатывания предзаготовки – ленты - в рулон на технологическом стержне (рис. 5).

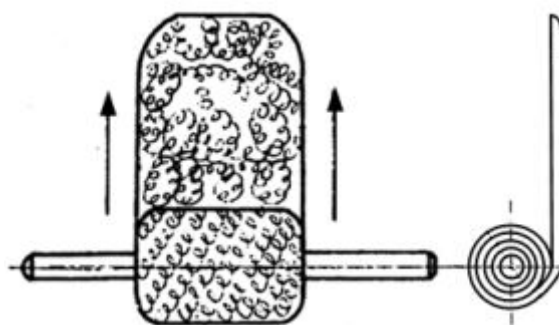


Рис. 5. Процесс скатывания ленты в рулон

На заключительном этапе производства заготовку УДЭ, размещённую в

пресс-форме, подвергают давлению прессования, получая при этом прессовку высотой H (рис. 6). После этого снижают давление прессования до нуля и извлекают прессовку УДЭ из пресс-формы, получая в результате готовое изделие высотой H_c , большей, чем высота прессовки, на величину упругого последействия $\Delta H = H_c - H$ [2]. Эта величина определяет упругие возможности и ресурс при работе виброизоляторов втулочного типа.

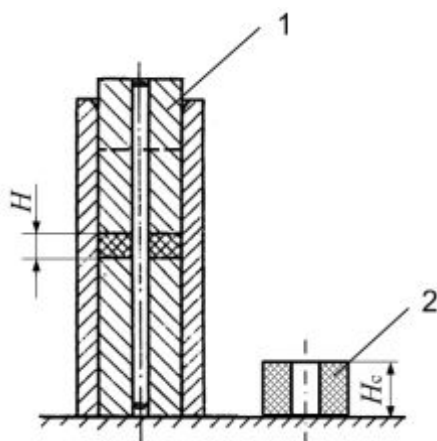


Рис. 6. Процесс прессования втулочного УДЭ: 1 - прессовка; 2 - готовый УДЭ

При изготовлении УДЭ колоколообразной формы дозированную по массе спираль укладывают в клубок шаровидной формы. Шар прокалывают по диаметру иглой и помещают во втулку пресс-формы, которую укомплектовывают пуансоном и матрицей (рис. 7). Затем заготовку прессуют, после чего готовый УДЭ колоколообразной формы извлекают из пресс-формы. Для увеличения статической прочности и повышения демпфирующей способности УДЭ армируют проволочным жгутом (прядью).

В СГАУ разработан универсальный способ армирования УДЭ [2], отличающийся широкими возможностями управления прочностными и демпфирующими характеристиками. Это достигается с помощью включения в массив материала МР высокопрочного армирующего элемента (АЭ), изготовляемого из специального проволочного жгута.

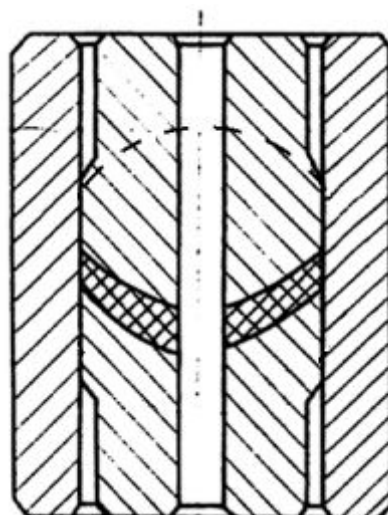


Рис. 7. Процесс прессования УДЭ колоколообразной формы: - - - заготовка УДЭ; — прессовка

Жгут (рис. 8) представляет собой проволочную прядь, обмотанную с натяжением либо спиралью виток к витку (тип 1), либо нитью проволоки (тип 2). Повышенная демпфирующая способность УДЭ обеспечивается за счёт дополнительной диссипации энергии на границах АЭ с массивом материала МР и в самом АЭ. Высокая прочность виброизоляторов достигается путём охвата специальным жгутом всех крепёжных отверстий в УДЭ.

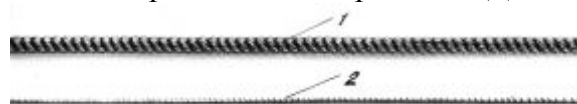


Рис. 8. Типы специальных жгутов: 1 – тип 1; 2 – тип 2

Технологический процесс изготовления армированного УДЭ состоит из трёх основных этапов. На первом этапе из проволочной спирали формируются две колоколообразные заготовки УДЭ (рис. 9). На втором этапе из жгута изготавливается АЭ, который при необходимости можно спрессовать по форме готового. На третьем этапе АЭ заключается в массив проволочных спиралей заготовок УДЭ (рис. 10) и обматывается проволочной спиралью, а затем с помощью холодного прессования (рис. 7) производится окончательное формирование УДЭ (рис. 11).



Рис. 9. Заготовки УДЭ



Рис. 10. Элемент армирующий

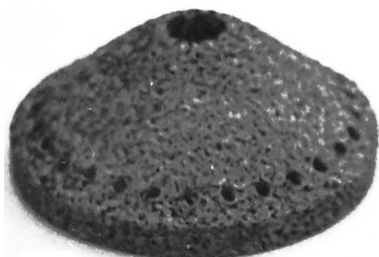


Рис. 11. Элемент упругодемпфирующий

Впоследствии из них изготавливаются виброизоляторы типа ДКУ, которые, как и ВВМ-70, могут снабжаться разгрузочной пружиной и проставкой, увеличивающей упругие возможности конструкции.

Тканый материал Spring Cushion, в отличие от МР, имеет упорядоченную структуру за счёт применения сплетённого определённым образом чулка. При этом получают УДЭ втулочного, конического и других типов, которые применяются в виброизоляторах и демпферах, например, в виброизоляторах STOP-СНОС V118D-GS [3].

Возможность реализации наилучших виброзащитных свойств для различных технологий производства УДЭ и конструкций виброизоляторов осуществлялась при сравнительных испытаниях.

В таблице 1 приведены массовые и габаритные характеристики сравниваемых виброизоляторов.

Таблица 1 - Массовые и габаритные характеристики виброизоляторов

Тип	Масса, кг	Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм
ДКУ-90	1,6	102	102	112
STOP-СНОС	2,4	130	130	98
ВВМ-70	0,4	64	64	51

Статические характеристики определялись в виде форм петель гистерезиса при изменяющихся размахах нагрузок относительно центра статического равновесия, получаемого при постоянно действующей массовой нагрузке $F_p=700\text{Н}$ (рис. 12).

По получаемым при этом петлям гистерезиса определялась демпфирующая способность виброизоляторов в виде зависимостей коэффициента рассеяния ψ от размахов циклически изменяющихся нагрузок:

$$\psi = \frac{8\Delta W}{W}. \quad (1)$$

При статических испытаниях на установке GALDABINI Quasar 25 образцы первоначально стабилизировались до нагрузки 2100 Н, соответствующей максимально допустимым рабочим усилиям, а затем полностью разгружались. В дальнейшем проводилось испытание по тренировке образца, заключающееся в постепенном уменьшении нагрузки от максимального значения 2100 Н до минимального значения $F_p = 700\text{ Н}$, соответствующего центру статического равновесия. При этом на каждом цикле i деформирования образца размах ΔP_i составлял:

$$F_m = F_{\max,i} - F_{\min,i}. \quad (2)$$

В этом выражении $F_{\max,i}$ и $F_{\min,i}$ - соответственно максимальная и минимальная нагрузка на образец, равные:

$$F_{\max,i} = 2100 - 0,2 \cdot F_p \cdot i; [\text{Н}], \quad (3)$$

$$F_{\min,i} = 700 + 0,1 \cdot F_p \cdot i; [\text{Н}]. \quad (4)$$

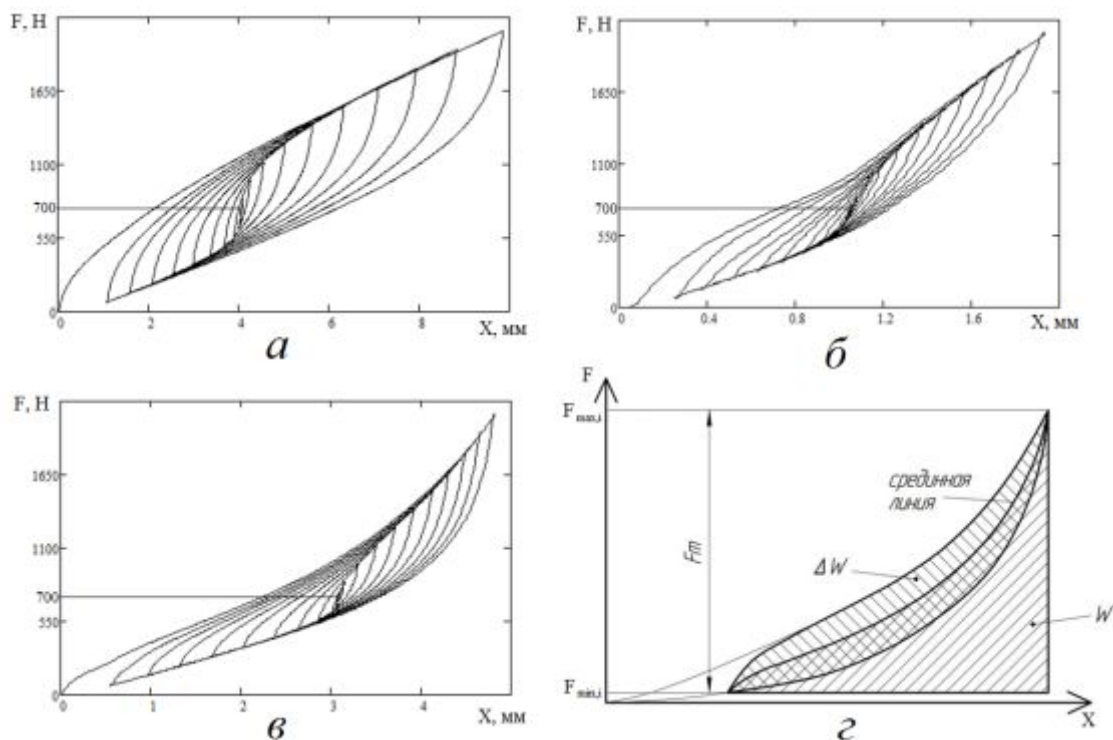


Рис. 12. Процессы деформирования для виброизоляторов: а) ДКУ-90; б) STOP-СНОС; в) ВВМ-70; г) схема к формуле (1)

Впоследствии полученные процессы деформирования приближённо принимались как соответствующие процессы при циклическом деформировании виброизоляторов (рис. 12).

По результатам статических испытаний виброизоляторы (рис. 1, 2, 3) сравнивались по коэффициенту рассеяния энергии ψ и коэффициенту жёсткости C в зависимости от размахов по нагрузке:

$$C_i = \frac{\Delta F_i}{X_{i\max} - X_{i\min}}. \quad (5)$$

Значения ψ для разных значений F_m , найденные по формулам (1) и (2) соответственно, представлены на рис. 13.

Из графиков видно, что наибольший коэффициент рассеяния имеет виброизолятор ДКУ-90, превосходя аналогичный коэффициент для виброизолятора STOP-СНОС почти в два раза, а для ВВМ-70 - в полтора раза. Отметим, что полученные результаты для виброизоляторов STOP-СНОС и ВВМ-70 достаточно хорошо согласуются с полученными ранее данными для материалов Spring Cushion (Германия) и МР (Россия), приведёнными в работе [1].

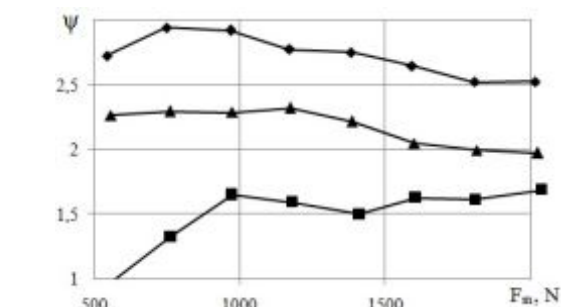


Рис. 13. Зависимость коэффициента рассеяния от размахов нагрузки:

◆ ДКУ-90; ■ STOP-СНОС; ▲ ВВМ-70

При вибрационных испытаниях, которые проводились на вибростенде ВЭДС-1500 с массой величиной 70 кг на виброisolаторе и кинематическом способе гармонического возбуждения колебаний, определялись АЧХ виброизоляторов (рис. 11) в виде зависимости коэффициента усиления $\mu = A/A_0$ от частоты возбуждения f . A_0 - амплитуда возбуждающего виброперемещения, измеряемая на столе вибростенда, A - амплитуда виброперемещения на массе. Также определялась зона, в которой коэффициент усиления μ становился меньше единицы.

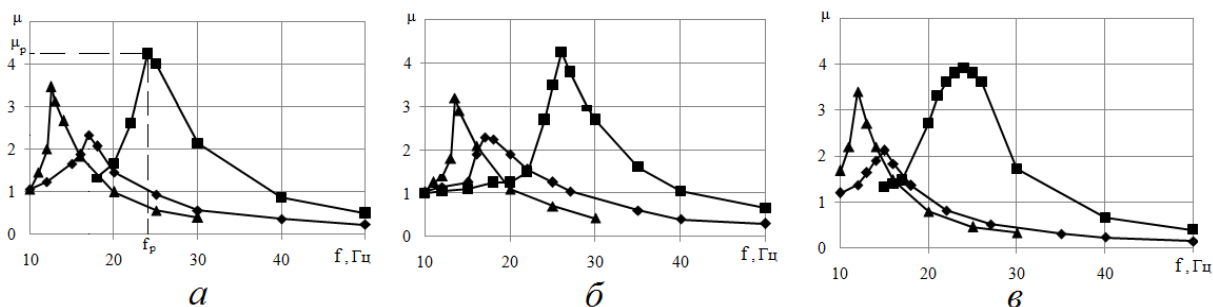


Рис. 14. АЧХ виброизоляторов для различных амплитуд кинематического гармонического возбуждения: а - $A_0=0,2$ мм; б - $A_0=0,3$ мм; в - $A_0=0,5$ мм; —◆— ДКУ-90; —■— STOP-СНОС; —▲— ВВМ-70

Из приведённых на рис. 14 зависимостей АЧХ видно, что виброизолятор STOP-СНОС имеет худший среди трёх изделий коэффициент усиления на резонансе (около 4) по сравнению с российскими аналогами (2,5 для ДКУ-90; 3,5 - для ВВМ-70). Кроме того, зона виброизоляции для виброизолятора STOP-СНОС начинается в районе от 40 Гц и выше, в то время как у ДКУ-90 и ВВМ-70 зона виброизоляции начинается от 20...30 Гц, в зависимости от амплитуды возбуждения.

Был проведён расчёт зависимости жёсткости виброизоляторов от размаха нагрузки. Результат приведён на рис.15.

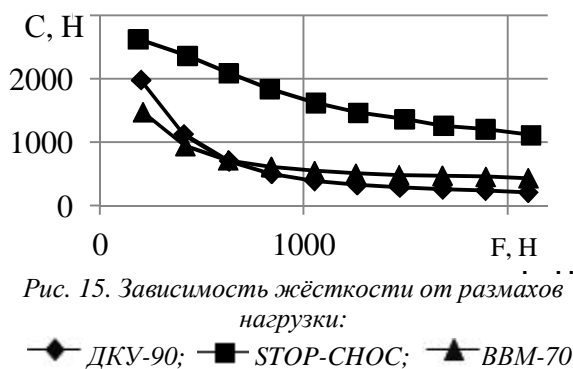


Рис. 15. Зависимость жёсткости от размахов нагрузки: —◆— ДКУ-90; —■— STOP-СНОС; —▲— ВВМ-70

Таким образом, обобщая полученные в работе результаты исследования по сравнению российских и зарубежных виброизоляторов из проволочных материалов (МР и Spring Cushion), а также результаты работы [1], можно сделать следующие выводы:

1. Нетканый материал МР (РФ) по сравнению с материалом Spring Cushion (Германия) имеет более высокую несущую способность (в 3-4 раза) и демпфирующие свойства (в 1,5-2 раза).

2. Виброизоляторы на нагрузку 70 кг, выбранные по каталогам, из материала МР типов ВВМ и ДКУ по сравнению с виброизоляторами фирмы STOP-СНОС обеспечивают более низкие (в 1,5-2 раза соответственно) коэффициенты усиления и частоты на резонансных режимах колебаний систем виброзащиты, что в целом обуславливает более высокие виброзащитные свойства виброизоляторов из материала МР разработки СГАУ.

3. Виброизоляторы, как правило, относятся к продукции двойного назначения, что является мощным ограничивающим фактором применения в России зарубежных виброизоляторов. Указанное обстоятельство приводит к необходимости использования виброизоляторов только российского производства, в частности разработки СГАУ из материала МР, особенно для тяжёлых и экстремальных условий эксплуатации систем виброзащиты современной техники.

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

Библиографический список

1. Пономарёв Ю.К., Уланов А.М. Сравнение российских и зарубежных виброизоляторов из проволочных демпфирующих материалов // Известия СНЦ РАН. 2009. Т. 11, № 3(1). С. 214-218
2. Лазуткин Г.В. Динамика виброзащитных систем с конструкционным

демпфированием и разработка виброизоляторов из проволочного материала MR. Самара: СамГУПС, 2010. 291 с.

3. Каталог виброизоляторов STOP-CHOC, Elastische Elemente für Rohrleitungen in Anlagen und Schiffen.

Информация об авторах

Ермаков Александр Иванович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: динамика и прочность машин.

Лазуткин Геннадий Васильевич, доктор технических наук, старший научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: lazutkin.gennadij@mail.ru. Область научных интересов: теория нелинейных колебаний, виброзащита, теория и технология производства упругодемпфирующего материала MR.

Паровой Фёдор Васильевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: parovai@mail.ru. Область научных инте-

ресов: виброзащита, теория и технология производства упругодемпфирующего материала MR.

Бояров Константин Владиславович, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: konst90@gmail.com. Область научных интересов: виброзащита, физическое и математическое моделирование сложных систем конструкционного демпфирования.

Бондарчук Пётр Владимирович, младший научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: bond_ssau@mail.ru. Область научных интересов: динамика виброзащитных систем.

Давыдов Данила Петрович, младший научный сотрудник, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: dpdavydov@yandex.ru. Область научных интересов: виброзащита, динамика и прочность машин.

ELASTIC DAMPING AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF VIBRATION ISOLATORS MADE OF WIRE MATERIALS OF DIFFERENT TYPES

© 2014 A.I. Yermakov, G.V. Lazutkin, F.V. Parovay,
K.V. Boyarov, P.V. Bondarchuk, D.P. Davydov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

A technology of manufacturing all-metal vibration insulation elastic-damping elements made of different wire materials (Metal Rubber, MR – Russia, Spring Cushion – Germany) is presented in the paper. Elastic-damping, amplitude-frequency and mass-overall characteristics of three types of Russian and German vibration insulators are obtained and compared. On the basis of these results the main conclusions on different types of vibration insulators are formulated and recommendations for the application of MR vibration insulators in the world practice of vibration protection are given. The results of research and comparison of static, dynamic and mass-overall characteristics of three different types of vibration insulators are presented in the paper.

MR material (Metal Rubber), Spring Cushion, vibration insulator, elastic-damping characteristics, energy dissipation coefficient, amplitude-frequency characteristics, resonance operating mode.

References

1. Ponomaryov Y.K., Ulanov A. M. Comparison of Russian and foreign vibration insulators made of wire damping materials // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2009. V. 11, no. 3(1). P. 214-218. (In Russ.)
2. Lazutkin G. V. *Dinamika vibrozashchitnykh sistem s konstruktsionnym dempfirovaniem i razrabotka vibroizolyatorov iz provolochnogo materiala MR* [Dynamics of vibration protection systems with structural damping and design of vibration insulators made of wire material MR]. Samara: Samara State University of Transport Publ., 2010. 291 p.
3. Catalogue of vibration insulators of STOP-CHOC, *Elastische Elemente für Rohrleitungen in Anlagen und Schiffen*.

About the authors

Yermakov Alexander Ivanovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the of Aircraft and Spacecraft Engine Design Department, Samara State Aerospace University. E-mail: fdla@ssau.ru. Area of Research: dynamics and strength of machines.

Lazutkin Gennady Vasilyevich, Doctor of Science, Senior Researcher, Samara State Aerospace University. E-mail: lazutkin.gennadij@mail.ru. Area of Research: theory of non-linear vibration, protection against vibration, theory and technology of producing elastic-damping MR material.

Parovay Fyodor Vasilyevich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the of Aircraft and Spacecraft Engine Design Department, Samara State Aerospace University. E-mail: parovai@mail.ru. Area of Research: protection against vibra-

tion, theory and technology of producing elastic-damping MR material.

Boyarov Konstantin Vladislavovich, second-year Master' Degree Student of the Aircraft Engine Department, Samara State Aerospace University. E-mail: konst90@gmail.com. Area of Research: protection against vibration, physical and mathematical modeling of complex dry friction systems.

Bondarchuk Pyotr Vladimirovich, Junior Researcher, Samara State Aerospace University. E-mail: bond_ssau@mail.ru. Area of Research: dynamics of vibration protection systems

Davydov Danila Petrovich, Junior Researcher, Samara State Aerospace University. E-mail: dpdavydov@yandex.ru. Area of Research: protection against vibration, dynamics and strength of machines.

УДК 621.787

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА
АЛМАЗНОГО ВЫГЛАЖИВАНИЯ НА ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ
ЗАГОТОВКИ ИЗ СТАЛИ 15X12H2МВФАБ-Ш
ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ИНДЕНТОРА ИЗ НАТУРАЛЬНОГО АЛМАЗА**

©2014 А.Н. Швецов, Д.Л. Скуратов

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

В работе приведены результаты исследования процесса алмазного выглаживания образца из жаропрочной деформируемой стали 15X12H2МВФАБ-Ш индентором из натурального алмаза ОСТ2 И77-5-75. Выглаживание образца осуществлялось после предшествующей токарной обработки. Процесс точения выполнялся твёрдосплавным режущим инструментом с пластиной марки Т15К6 при закреплении исследуемого образца в патроне с поджатием центром задней бабки. Выглаживание производилось при двух различных способах закрепления образца (в центрах и в трёхкулачковом патроне с поджатием центром задней бабки). Измерение параметров шероховатости выполнялось на автоматизированном профилографе-профилометре модели БВ-7669. Исследования показали возможность возникновения макрорельефа на выглаженной поверхности при обработке образца в центрах и его отсутствие при обработке образца в патроне с поджатием центром задней бабки. С целью получения эмпирических зависимостей, связывающих шероховатость поверхности с параметрами процесса алмазного выглаживания (силой прижатия, скоростью, подачей, величиной исходной шероховатости и радиусом алмазного выглаживающего инструмента) был осуществлён ряд однофакторных экспериментов, обработанных с использованием метода наименьших квадратов. Полученные результаты хорошо коррелируются с результатами экспериментов, полученных ранее при исследовании процесса алмазного выглаживания с использованием выглаживающего инструмента из синтетического алмаза АСБ-1.

Алмазное выглаживание, параметры процесса выглаживания, натуральный алмаз, макрорельеф, шероховатость поверхности.

Введение. Алмазное выглаживание является одним из наиболее эффективных процессов отделочно-упрочняющей обработки, получившим широкое распространение в авиа- и двигателестроении, судостроении, автомобилестроении и других отраслях промышленности [1, 2]. Этот процесс позволяет уменьшить величину шероховатости поверхности [1, 3] и обеспечить упрочнение поверхностного слоя и формирование в нём сжимающих остаточных напряжений, что благоприятно сказывается на повышении сопротивления усталости деталей [1, 3].

Эффективное применение данного процесса может быть обеспечено лишь на основе использования рациональных условий обработки, которые могут быть определены путём применения имеющихся математических моделей [4-6], реализованных в программах расчёта.

Для получения моделей по определению рациональных условий отделочно-упрочняющей обработки на операциях алмазного выглаживания заготовок, в частности из жаропрочной деформируемой стали 15X12H2МВФАБ-Ш, необходимо наличие эмпирических зависимостей, связывающих параметры шероховатости поверхности с параметрами алмазного выглаживания. Данная работа посвящена определению такой зависимости при выглаживании образца из стали 15X12H2МВФАБ-Ш натуральным алмазом.

Методика. Исследование процесса алмазного выглаживания образца из указанной стали, имеющей твёрдость 3145-3804 МПа, осуществлялось на токарно-винторезном станке модели 1В616 алмазным выглаживающим инструментом из натурального алмаза ОСТ2 И77-5-75 при двух различных способах закрепления ис-

следуемого образца. В первом случае выглаживание выполнялось в центрах, а во втором случае закрепление образца осуществлялось в трёхкулачковом патроне с поджатием центром задней бабки станка.

Процесс точения наружной поверхности образца, имеющего длину 220 мм и диаметр 115 мм, производился при его закреплении в центрах (рис. 1) проходным резцом с напаянной пластиной из твёрдого сплава Т15К6 (ГОСТ 3882-74). Рабочая часть резца имела следующую геометрию: главный угол в плане $\varphi = 45^\circ$; вспомогательный угол в плане $\varphi_1 = 42^\circ$; передний угол $\gamma = 20^\circ$; главный задний угол $\alpha = 20^\circ$; радиус при вершине $r = 0,39$ мм.

Точение выполнялось на режиме: $n=315$ 1/мин, $S_0 = 0,11$ мм/об, $t = 0,25$ мм. При этом разница величин среднего арифметического отклонения профиля поверхности Ra на различных участках образца после каждого из выполненных проходов обработки не превышала 0,23 мкм, а среднее значение параметра Ra изменялось в пределах 2,94 ... 3,63 мкм.

После выполнения процесса наружного точения образец делился на 12 равных участков с целью изучения влияния каждого исследуемого параметра процесса алмазного выглаживания на шероховатость поверхности.

Для оценки шероховатости поверхности использовался автоматизированный профилограф-профилометр модели БВ-7669.

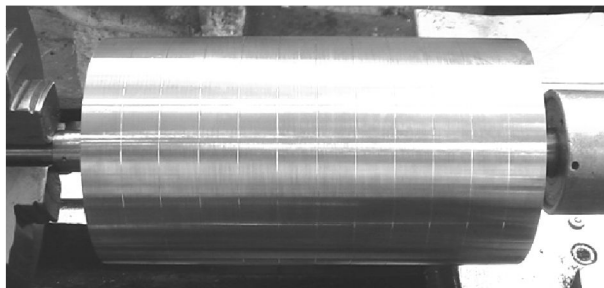


Рис. 1. Процесс обточки образца в центрах

Алмазное выглаживание образца при закреплении его в центрах, а также в патроне с поджатием центром задней бабки (рис. 2) выполнялось на идентичных

режимах. При этом исследуемые параметры алмазного выглаживания изменялись в следующих диапазонах: скорость выглаживания $v = 22,8 \dots 90,4$ м/мин (63-250 об/мин); подача $S_0 = 0,02 \dots 0,13$ мм/об; радиус выглаживателя $r = 2 \dots 3$ мм; исходная шероховатость поверхности $Ra_{исх} = 0,46 \dots 8,21$ мкм. Изменение исходного параметра шероховатости обеспечивалось изменением величины подачи на операции обтачивания образца.

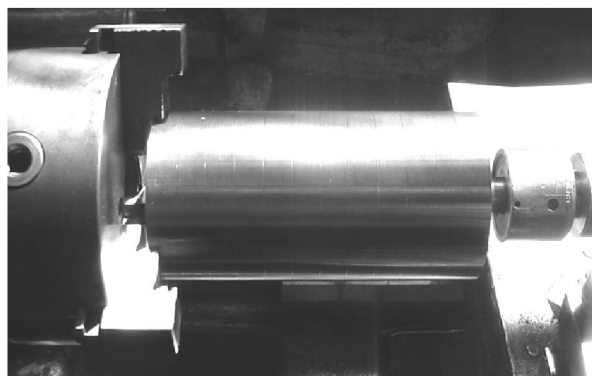


Рис. 2. Процесс выглаживания в трёхкулачковом патроне

Результаты. В процессе алмазного выглаживания образца при его закреплении в центрах на некоторых режимах на обработанной поверхности возникал макрорельеф. Основными факторами, влияющими на возникновение макрорельефа (рис. 3), как показало исследование, являются сила и скорость выглаживания. Возникновение макрорельефа наблюдалось при силе выглаживания равной 150 Н и более, а увеличение скорости выглаживания при данных значениях силы приводило к увеличению шага макрорельефа (рис. 4).

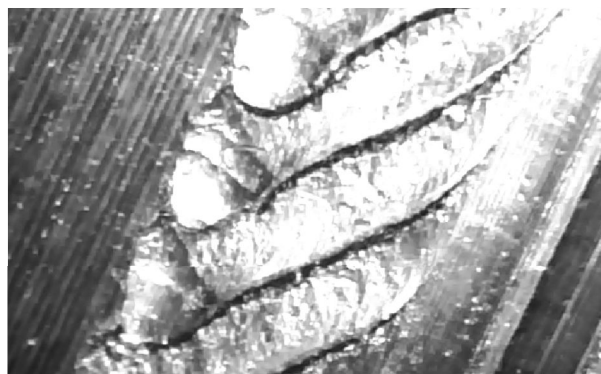


Рис. 3. Макрорельеф поверхности образца

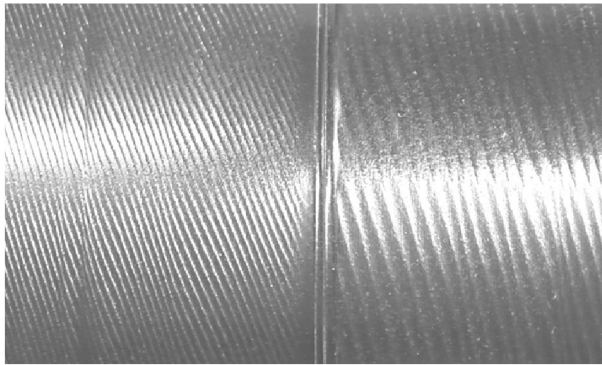


Рис. 4. Влияние скорости выглаживания на макрорельеф

На основе результатов однофакторных экспериментов с помощью метода наименьших квадратов получены зависимости, связывающие шероховатость поверхности (Ra) с параметрами процесса алмазного выглаживания (рис. 5).

На рис. 5а представлена зависимость влияния подачи на параметр Ra . Как видно из рисунка, увеличение подачи ведёт к повышению шероховатости поверхности. Аналогичная зависимость имеет место и при увеличении исходной шероховатости поверхности, что видно из рис. 5б. Увеличение радиуса алмазного инструмента, в отличие от увеличения подачи и исходной шероховатости, способствует снижению шероховатости поверхности (рис. 5в).

Полученные результаты хорошо согласуются с материалами, представленными в работах [2, 6], когда в качестве инструмента использовался индентор из синтетического алмаза АСБ-1.

Увеличение скорости выглаживания с 22,8 м/мин до 90,4 м/мин при использовании индентора с натуральным алмазом приводит, как видно из рис. 5г, к незначительному увеличению шероховатости поверхности. В то же время примерно аналогичное возрастание скорости выглаживания при работе синтетическим алмазом наоборот способствует небольшому снижению шероховатости поверхности [2, 6].

Более сложный характер имеет зависимость шероховатости поверхности от силы выглаживания P_y (рис. 5д).

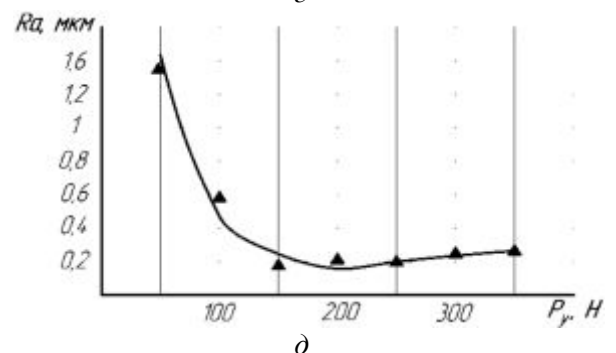
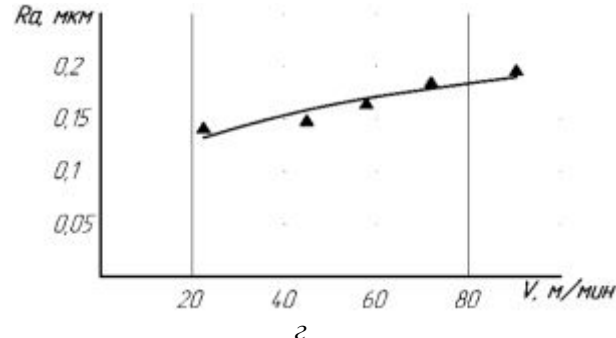
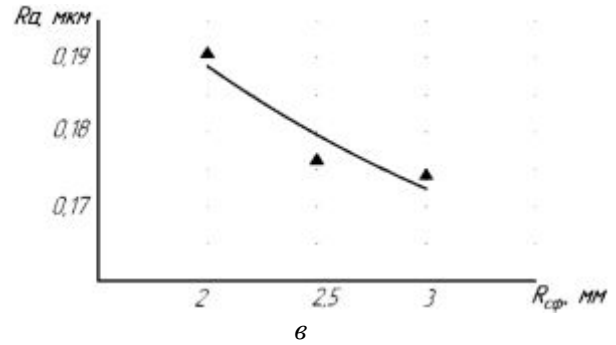
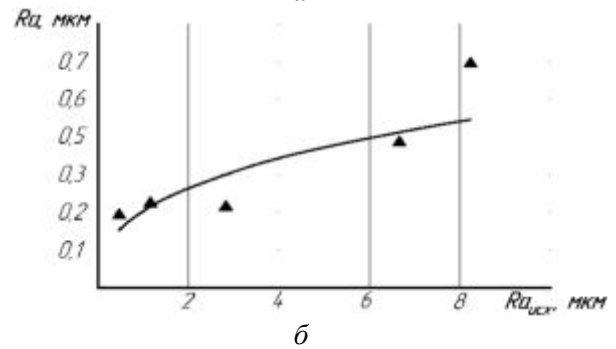
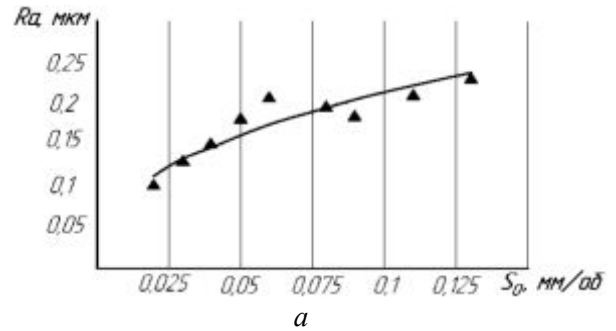


Рис. 5. Зависимость шероховатости поверхности от подачи (а), исходной шероховатости (б), радиуса индентора (в), скорости (г) и силы (д) выглаживания:
 — - аппроксимированные данные;
 ▲ - экспериментальные данные

Как видно из рисунка, с ростом силы выглаживания от 50 до 200 Н шероховатость поверхности интенсивно уменьшается, а дальнейшее увеличение силы выглаживания до 350 Н приводит к незначительному её росту. При работе индентором с синтетическим алмазом зависимость $Ra = f(P_y)$ имеет несколько иной вид [2,6]. При увеличении силы P_y до 200 Н шероховатость поверхности также уменьшается, однако дальнейшее увеличение силы выглаживания приводит к её интенсивному росту.

Как видно из представленных на рис.5 зависимостей, характер их изменения в основном аналогичен характеру изменения зависимостей, представленных в [2, 6].

По результатам экспериментальных исследований получены эмпирические зависимости, связывающие шероховатость поверхности (Ra) с параметрами процесса алмазного выглаживания:

$$Ra = 450 \cdot S^{0,4} \cdot P_y^{-1,61} \cdot Ra_{исх}^{0,37} \cdot R^{-0,23} \cdot v^{0,26};$$

- при силе выглаживания свыше 200 до 350 Н

$$Ra = 450 \cdot S^{0,4} \cdot P_y^{0,71} \cdot Ra_{исх}^{0,37} \cdot R^{-0,23} \cdot v^{0,26}.$$

Заключение. Исследование показало, что применение натуральных алмазов не всегда является оправданным ввиду того, что при работе на интенсивных режимах при обработке некоторых материалов, например стали 15X12H2МВФАБ-Ш, они не обеспечивают требуемой шероховатости поверхности. Это может быть

обусловлено различием свойств натуральных и синтетических алмазов.

Как известно синтетические алмазы баллас (АСБ) являются прочно сцементированной массой достаточно совершенных мелких кристаллов. Мелкие кристаллы по своей форме близки к идеальным и поэтому их механические свойства очень высоки, при этом работоспособность синтетических алмазов АСБ находится на уровне работоспособности натуральных алмазов, а в ряде случаев даже превосходит её [3].

Выводы

1. Получены эмпирические зависимости, связывающие параметры процесса алмазного выглаживания с величиной среднеарифметического отклонения профиля при обработке образца из стали 15X12H2МВФАБ-Ш натуральным алмазом.

2. В условиях закрепления образца в центрах появляется возможность возникновения макрорельефа на выглаженной поверхности, что обусловлено невысокой жёсткостью технологической системы и созданию условий приводящих к возникновению автоколебаний.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010 г. (шифр темы 2013-218-04-4777), финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ и Министерства образования и науки Самарской области (Губернский грант №316р от 27.06.2014 г.).

Библиографический список

1. Торбило В.М. Алмазное выглаживание. М.: Машиностроение, 1972. 105 с.
2. Швецов А.Н., Скуратов Д.Л. Исследование шероховатости поверхности при алмазном выглаживании жаропрочной деформируемой стали 15X12H2МВФАБ-Ш // Сб. трудов V Международной научно-практической конференции «Техника и технология: новые перспективы развития». М.: Спутник +, 2012. С. 182-187.
3. Резников А.Н. и др. Абразивная и алмазная обработка материалов: справочник. М.: Машиностроение, 1977. 391 с.
4. Сидоров С.Ю., Скуратов Д.Л. Разработка математической модели для определения рациональных условий обработки на операциях алмазного выглаживания при изготовлении деталей авиационной техники // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета

(национального исследовательского университета). 2006. № 2(10), часть 2. С. 96-100.

5. Скуратов Д.Л., Швецов А.Н., Абульханов С.Р. Математическая модель для определения рациональных условий обработки на операциях алмазного выглаживания // Международный научно-технический форум, посвященный 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ. Сб. тр. в 3-х томах. Т. 1. Материа-

лы круглых столов. Самара: СГАУ, 2012. С. 20-21.

6. Скуратов Д.Л., Швецов А.Н., Абульханов С.Р. Линейная математическая модель для определения рациональных условий обработки на операциях алмазного выглаживания при изготовлении деталей авиационной техники // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета (национального исследовательского университета). 2012. № 3(34), часть 1. С. 115-121.

Информация об авторах

Швецов Алексей Николаевич, ассистент, ассистент кафедры механической обработки материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shvecovalexey@yandex.ru. Область научных интересов: процессы поверхностно-пластического деформирования материалов.

Скуратов Дмитрий Леонидович, доктор технических наук, профессор, заведую-

щий кафедрой механической обработки материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: skuratov.sdl56@yandex.ru. Область научных интересов: структурно-параметрическая оптимизация технологических процессов механической обработки, процессы абразивной обработки и поверхностно-пластического деформирования.

RESEARCH OF THE INFLUENCE OF THE DIAMOND BURNISHING PROCESS PARAMETERS ON THE SURFACE ROUGHNESS OF A STEEL 15Cr12Ni2MoVWNB-S WORKPIECE WHEN USING AN INDENTER MADE OF NATURAL DIAMOND

© 2014 A. N. Shvetsov, D. L. Skuratov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper presents the results of analyzing the process of diamond burnishing of a sample made of heat-resistant wrought steel 15Cr12Ni2MoVWNB-S using an indenter made of natural diamond OST2 I77-5-75. Burnishing of the sample was carried out after previous turning. The process of turning was carried out by a carbide cutting tool with a mark T15K6 plate with the test sample fixed in a holder with the snap-action tailstock center. Burnishing was performed using two different methods of fixing the sample (in the centers and in a three-jaw chuck with a snap-action tailstock center). The roughness parameters were measured using the automated profilograph-profilometer of the BV-7669 model. The studies have shown the possibility of macrorelief formation on the burnished surface if the sample was machined in the centers and its absence if the sample was machined in the holder with a snap-action tailstock center. In order to obtain the empirical relationships linking the surface roughness with the diamond burnishing process parameters (pressing force, speed, feed, the initial peak-to-trough height and the radius of the diamond burnishing tool) a series of single-factor experiments treated with the use of the method of least squares was carried out. The results obtained correlate well with the experimental results previously obtained in studying the process of diamond burnishing with the use of a diamond burnishing tool made of synthetic diamond ASB-1.

Diamond burnishing, burnishing process parameters, natural diamond, macrorelief, surface roughness.

References

1. Torbilo V.M. Almaznoe vyglazhivanie [Diamond burnishing]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1972. 105 p.
2. Shvetsov A.N., Skuratov D.L. Investigation of surface roughness in diamond burnishing of heat-resistant wrought steel 15Cr12Ni2MoVWVW-Nb-S // V International Research and Practical Conference "Engineering and technology: new prospects." Moscow: Sputnik + Publ., 2012. P. 182-187. (In Russ.)
3. Reznikov A.N. et al. Abrazivnaya i almaznaya obrabotka materialov: spravochnik [Abrasive and diamond machining of materials: reference guide]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1977. 391 p.
4. Sidorov S.U., Skuratov D.L. Development of mathematic model for determination of rational process FNG environments on diamond burnishing operations used for manufactured parts of aerospace technics // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2006 No. 2(10), part 2. P. 96-100. (In Russ.)
5. Skuratov D.L. Shvetsov A.N., Abulkhanov S.R. Mathematical model for the determining of rational processing conditions on the operations for diamond smoothing // Mezhdunarodnyy nauchno-tekhnicheskiy forum, posvyashchenny 100-letiyu OAO «Kuznetsov» i 70-letiyu SSAU. Sb. tr. v 3-kh tomakh. T. 1. Materialy kruglykh stolov. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2012. P. 20-21. (In Russ.)
6. Skuratov D.L. Shvetsov A.N., Abulkhanov S.R. Linear mathematical model for the determination of rational machining conditions for diamond burnishing operations in the manufacture of aircraft parts // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2012. No. 3(34), part. 1. P. 115-121. (In Russ.)

About the authors

Shvetsov Alexey Nikolaevich, teaching assistant of the Department of Mechanical Treatment of Materials, Samara State Aerospace University. E-mail: shvecovalexey@yandex.ru. Area of Research: processes related to surface plastic strain of materials.

Skuratov Dmitry Leonidovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the

Department of Mechanical Treatment of Materials, Samara State Aerospace University. E-mail: skuratov.sdl56@yandex.ru. Area of Research: structure and parameter optimization of processes related to mechanical operations, abrasive machining, and surface plastic strain.

УДК 621.822.1

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГО-ДЕМПФЕРНОГО ПОДВЕСА ИЗ МАТЕРИАЛА МР ДЛЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

©2014 Е.Ф. Паровой, Ф.В. Паровой

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

В работе рассматривается методика расчёта характеристик сегментных гидродинамических подшипников нового типа. Конструкция таких подшипников обладает рядом преимуществ как в сравнении с подшипниками качения, так и с традиционными гидродинамическими подшипниками. Для создания эффективных опор на рассматриваемых подшипниках требуется разработка их методики проектирования, основанной на математическом аппарате и использовании современных САЕ-пакетов. В статье рассматриваются математические модели поведения системы "рабочий зазор - вкладыш подшипника - упругий подвес", разработанные для определения характеристик материала упругого подвеса вкладышей малорасходного сегментного подшипника скольжения, обеспечивающих оптимальный режим работы подшипника. На основе результатов программных CFD-расчётов характеристик течения смазки (распределение давлений по зазору, потребная величина деформации) с помощью математической модели возможно определить потребный диаметр проволоки материала упругого подвеса и плотность материала металлорезина.

Вкладыш, деформация, диаметр проволоки, математическая модель, металлорезина, нагрузка, рабочие характеристики.

Введение

Эффективность создания опорных узлов современных турбомашин, в том числе опор скольжения, во многом зависит от методов их проектирования. Однако, годами отработанные традиционные методики и расчётные модели могут оказаться неприменимыми для подшипников скольжения принципиально новых конструкций, таких, как малорасходные подшипники скольжения с упругим подвесом вкладышей, способных воспринимать высокие скорости, обладающих повышенным ресурсом, экономичностью и обеспечивающих динамическую устойчивость роторов газотурбинных двигателей (ГТД). Конструкция подшипника представлена на рис. 1, где 1 - подвкладышный слой металлорезины (МР), выступающий в роли упругого подвеса для силового замыкания рабочего зазора (принудительное нагружение всех вкладышей подшипника предотвращает возникновение "колодочного флаттера"); 2 - вкладыши подшипника, расточенные в радиус вала. Данная особенность обеспечивает практически мгновенный

"выход на клин", исключая режим граничного трения и тем самым повышая ресурсные характеристики подшипника. Работа подшипника осуществляется в режиме гидродинамической смазки. Смазка (масло, вода) подводится в область рабочего зазора через маслораздаточную канавку (3, рис. 1), после чего приводится в движение поверхностью вращающегося вала. За счёт поля отрицательных давлений, возникающих на передней кромке рабочего вкладыша, смазка "самозакачивается" в рабочий зазор.

При проектировании перспективных сегментных подшипников скольжения одним из важнейших этапов расчётных работ является этап определения и оптимизации характеристик упруго-демпферного подвеса вкладышей. В данной статье описаны разработанные математические модели описания поведения системы "рабочий зазор - вкладыш - МР", созданные с целью определения характеристик материала упругого подвеса, обеспечивающих оптимальный режим работы подшипника.

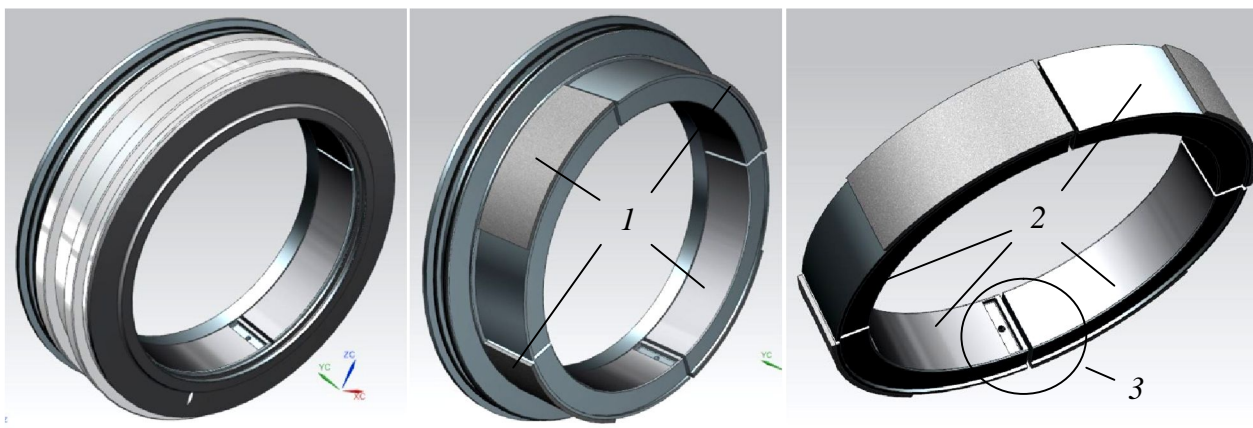


Рис. 1. Сегментный подшипник с упругим подвесом вкладышей на металлорезине

К настоящему времени накоплен значительный аналитическо-экспериментальный материал и практический опыт по моделированию работы материала МР. Однако, для эффективного расчёта описанной системы необходимо создание конечно-элементной модели материала МР, что представляет некоторые сложности ввиду того, что разработка даже самых простых физических моделей деформирования материала МР требует проведения экспериментальных работ и появления в расчётных зависимостях экспериментальных формул, направленных, в первую очередь, на достижение адекватности создаваемых моделей. Для решения поставленных задач можно воспользоваться работами [1, 2]. Созданная таким образом комплексная модель системы «рабочий зазор – вкладыш – МР» позволит решать сопряжённые задачи гидродинамики, теплового анализа и деформирования.

Механизм действия упругого подвеса вкладышей подшипника. Материал упругого подвеса позволяет вкладышам поворачиваться в радиальном направлении во время работы подшипника и занимать оптимальное рабочее положение. Слой материала МР сминается под действием сил давления смазки, возникающих в рабочем зазоре подшипника, и тем самым обеспечивает поворот вкладышей. При раскрутке вала начинает реализовываться характерный вид эпюры давлений (рис. 2, рабочее положение), обусловленный течением смазки по сужающемуся зазору.

Возникшая сила давит на вкладыш подшипника, от возникающих в зазоре нагрузок материал упругого подвеса деформируется, вызывая поворот вкладыша на угол δ_v .

На рис. 2 показана схема формирования моментов сил, возникающих в подшипнике с упругим подвесом вкладышей. Для определения деформационных характеристик вкладыша и материала упругого подвеса требуется отыскание точки приложения равнодействующей сил, возникающих в системе.

Определение точки приложения равнодействующей сил, действующих в системе "рабочий зазор – вкладыш – упругий подвес". Рис. 3 иллюстрирует алгоритм нахождения координаты точки приложения равнодействующей сил давления в МР. Определение значений оптимальных нагрузок в системе производится по результатам программного расчёта характеристик течения смазки (ANSYS CFX) в виде эпюры распределения полного давления по длине рабочего зазора. Условием баланса системы является тождественность нагрузки N и силы реакции МР P_{MP} (1):

$$N = -P_{MP} \quad (1)$$

Таким образом, следует математически описать положение равнодействующей сил реакций, возникающих в упругом подвесе P_{MP} , которая пропорциональна значению прикладываемой нагрузки, заданной в виде её распределения P_i .

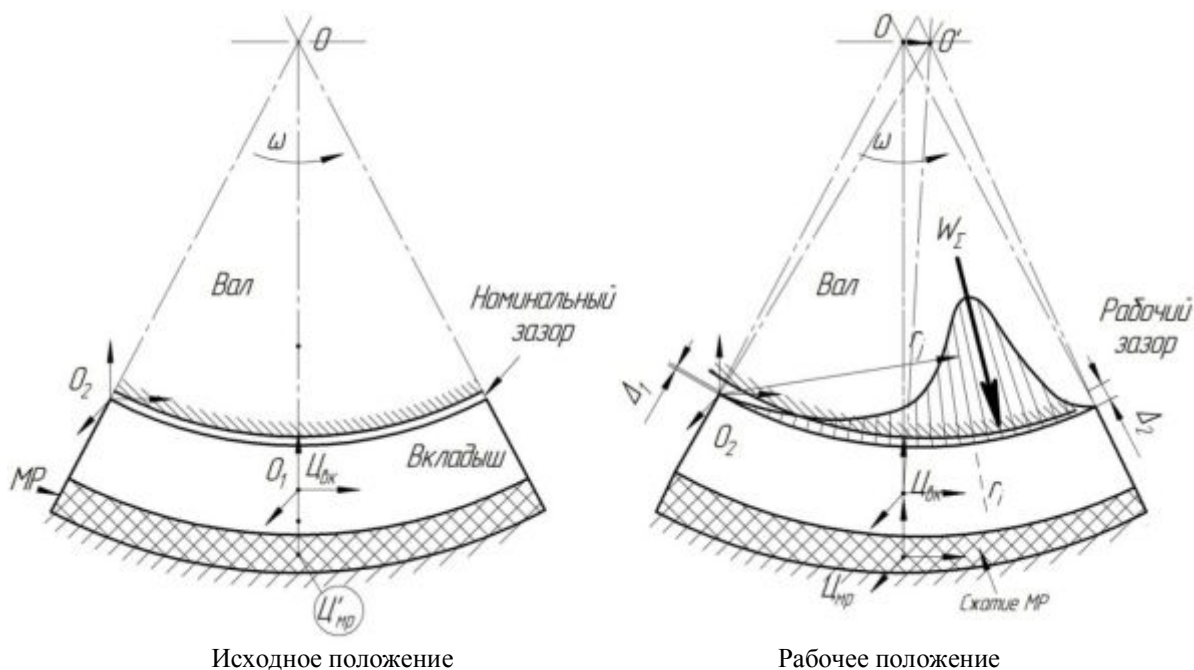


Рис. 2. Формирование момента и силы давления в рабочем зазоре подшипника

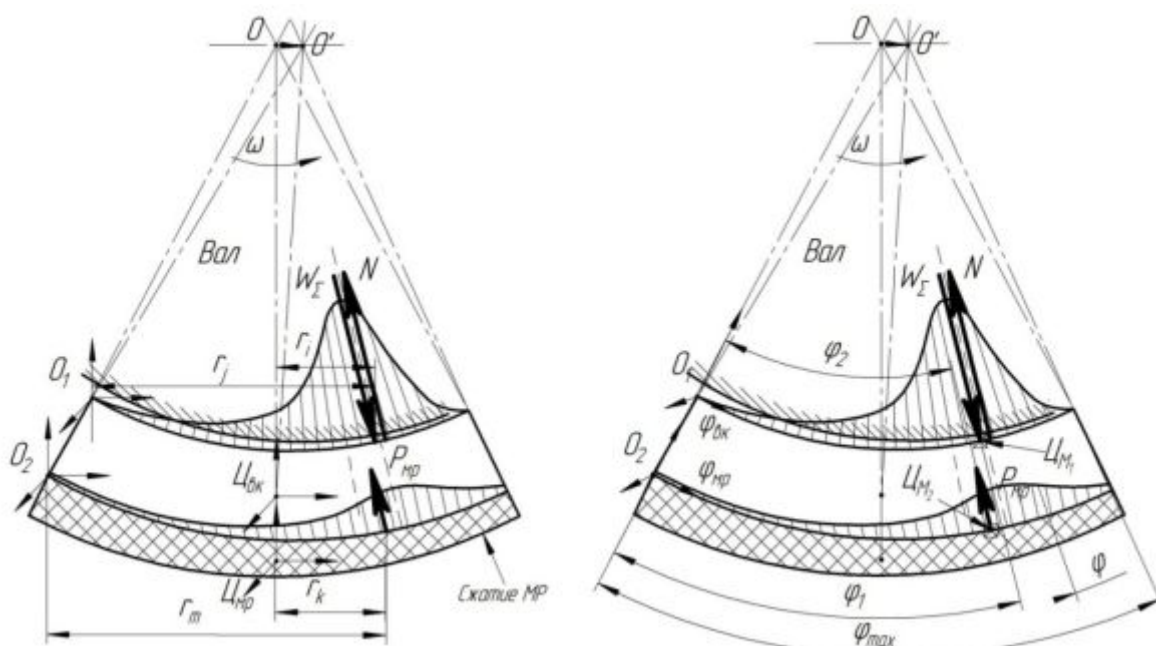


Рис. 3. Формирование момента и силы давления в рабочем зазоре подшипника

Нагрузка P вызывает давление Q в материале МР, которое выражается через удельное давление q .

Для отыскания точки приложения равнодействующей всех сил совместно решаются уравнения, описывающие силы, возникающие в системе (2), (4), и выведенные уравнения равенств моментов для сил давления рабочей среды и сил реакции МР (5), (6):

$$P_{MP} = \int_0^{\psi} q_m \cdot F_m \cos \psi \cdot d\psi, \quad (2)$$

$$q_m = \frac{Q}{F_{MP}}, \quad (3)$$

$$N = -W_{\Sigma} = \int_0^{\varphi} p_i \cdot r_i \cdot d\varphi \cdot b, \quad (4)$$

$$\int_0^{\varphi_1} p_i r_i \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot b(\varphi_1 - \varphi) =$$

$$= \int_{\varphi}^{\varphi_{\max}} p_i r_i \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot b(\varphi - \varphi_1), \quad (5)$$

$$\int_0^{\varphi_1} q_k F_k \cos \varphi \cdot d\varphi(\varphi_1 - \varphi) =$$

$$= \int_{\varphi}^{\varphi_{\max}} q_k F_k \cos \varphi \cdot d\varphi(\varphi - \varphi_1). \quad (6)$$

В уравнениях (1) - (6) введены следующие обозначения: φ_1, φ_2 – искомые угловые координаты точки приложения равнодействующих сил; ψ – угловая координата рассматриваемого участка; W_{Σ} – суммарная (проинтегрированная) сила давления на вкладыш; b – ширина вкладыша; p_i – давление на i -й участок вкладыша; r_i, r_j – радиусы точки приложения силы давления (CO1, CO2); $F_{i(m)}$ – площадь одного участка для интегрирования; $q_{i(m)}$ – удельное давление на вкладыш:

$$q_m = \frac{\bar{A} \cdot E \cdot \left(\frac{h_m + \beta P_m}{H_{вк}} \right)}{1 + a \left(\frac{h_m + \beta P_m}{H_{вк}} \right)}, \quad (7)$$

где β – удельная податливость упругой поверхности; E – модуль упругости проволоки; \bar{A}, a – безразмерные параметры деформационной характеристики.

При совместном решении (3) – (6) с учётом (7) находятся φ_1, φ_2 – искомые угловые координаты точки приложения равнодействующих сил. Приравниванием найденных φ_1 и φ_2 , выраженных через силы N и P_{MP} , находятся оптимальные значения нагрузок.

Разработанная математическая модель содержит подэтап расчёта упруго-демпферных характеристик МР. Полученные зависимости могут быть использованы для оптимизации геометрии вкладышей и определения характеристик МР (диаметра проволоки и др.)

Математическая модель определения оптимальных характеристик материала МР для упругого подвеса вкла-

дышей подшипника. Результаты программного гидродинамического расчёта характеристик течения смазки в рабочем зазоре подшипника (ANSYS CFX), а именно распределение давления по рабочему зазору [3,4], также являются входными данными для определения параметров материала упругого подвеса – диаметра проволоки, плотности материала МР, материала проволоки, воспринимаемой нагрузки и др. Оптимизация этих параметров является условием безотказной работы подшипника, ввиду его малорасходности, наличия сверхузкого рабочего зазора (от 1 до 5 мкм) и механизма поворота вкладышей на упругом подвесе. Разработанная методика строится на модели В.Н. Бузицкого и А.А. Тройникова для материала МР [5].

Зависимости величин деформации вкладыша из металлорезины a_n и нагрузки на вкладыш T_n от исходных параметров МР определяются из выражений, полученных согласно теоремы Букингема на основе метода Рэлея:

$$a_n = K_1 \bar{\sigma}_{Tu} H_c \left(1, 1 + 0,2\bar{\Delta}_0 - 0,9\bar{\Delta}_0^2 \right) \times$$

$$\times \left(0,64 - \bar{\rho}_c \right) \left(0,2 - \bar{\rho}_3 \right) \left(20 + \bar{d}_u \right), \quad (8)$$

$$T_n = K_2 \bar{\sigma}_{Tu} S \left(0,8 - 2,3\bar{\Delta}_0 + 3,4\bar{\Delta}_0^2 \right) \times$$

$$\times \left(\bar{\rho}_c - 0,03 \right) \left(\bar{\rho}_3 + 0,02 \right) \left(23 - \bar{d}_u \right), \quad (9)$$

где K_1 и K_2 – согласующие постоянные; $\bar{\sigma}_{Tu} \bar{\sigma}_{Tu}$ – предел текучести и относительный предел текучести материала проволоки; H_c – высота образца в свободном состоянии; S – площадь поперечного сечения образца; $\bar{\Delta}_0$ – относительный осевой натяг образца; $\bar{\rho}_c$ – относительная плотность МР; $\bar{\rho}_3$ – относительная плотность заготовки; \bar{d}_u – относительный диаметр проволоки.

На рис. 4 показаны основные геометрические величины, используемые в расчёте оптимальных характеристик МР. Здесь p_i – распределение давления по вкладышу подшипника (CFX); $P_{эф}$ – эффективная (осреднённая) нагрузка на вкладыш из металлорезины; $h_{эф}$ – эффек-

тивная толщина (высота) слоя МР, т.е. толщина после приложения нагрузки. Требуемая (эффективная) жёсткость материала МР определяется отношением нагрузки к деформации и соответствует жёсткости, рассчитанной по P – интегральной нагрузке (давлению) и $\Delta l_{эф}$ – эффективной деформации МР от приложения интегральной нагрузки P :

$$C_{эф} = \frac{T_n}{a_n} = \frac{P}{\Delta l_{эф}}. \quad (10)$$

Система уравнений (11) содержит три неизвестные: относительную плотность материала МР $\bar{\rho}_c$; нагрузку на вкладыш

T_n и соответствующую ей деформацию a_n . Для упрощения процесса преобразований вводятся параметры A и B , включающие в себя только известные параметры.

$$\begin{cases} a_n = A(0,64 - \bar{\rho}_c), \\ T_n = B(\bar{\rho}_c - 0,03), \\ T_n = a_n \cdot C. \end{cases} \quad (11)$$

$$A = K_1 \bar{\sigma}_{Tu} H_c (1,1 + 0,2\bar{\Delta}_0 - 0,9\bar{\Delta}_0^2) \times (0,2 - \bar{\rho}_3)(20 + \bar{d}_u) \quad (12)$$

$$B = K_2 \sigma_{Tu} S (0,8 - 2,3\bar{\Delta}_0 + 3,4\bar{\Delta}_0^2) \times (\bar{\rho}_3 + 0,02)(23 - \bar{d}_u) \quad (13)$$

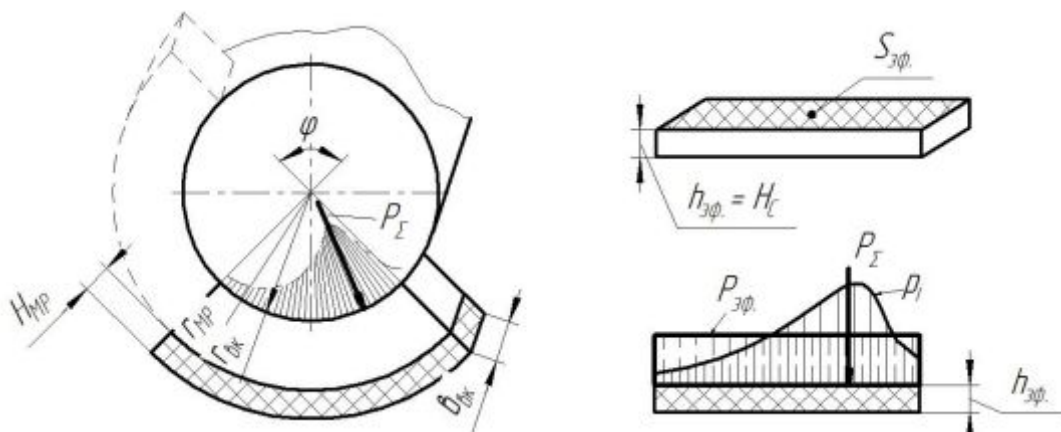


Рис. 3. К определению характеристик МР

Решением системы (11) являются выражения для $\bar{\rho}_c$, T_n и a_n .

$$\bar{\rho}_c = \frac{0,64AC + 0,03B}{B + AC}, \quad (14)$$

$$a_n = A \left(0,64 - \frac{0,64AC + 0,03B}{B + AC} \right), \quad (15)$$

$$T_n = AC \left(0,64 - \frac{0,64AC + 0,03B}{B + AC} \right). \quad (16)$$

Для определения характеристик материала МР значения параметров выбираются исходя из опыта специалистов ОНИЛ-1 СГАУ по производству средств виброзащиты изделий.

Для для первой итерации оптимизации: $\bar{\Delta}_0 = 0,5$; $\rho_3 = 0,35 \text{ г/см}^3$; $K_1 = 2,02$; $K_2 = 17,6 \cdot 10^{-5}$; материал проволоки МР ЭИ

708-А ВИ: $\rho_u = 8 \text{ г/см}^3$; $\sigma_{Tu} = 1100 \text{ МПа}$; $E_u = 1,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Через исходные данные: относительный осевой натяг образца $\bar{\Delta}_0$; ρ_3 ; K_1 , K_2 ; характеристики материала проволоки ρ_u , σ_{Tu} , E_u ; относительный диаметр проволоки \bar{d}_u и определённые значения $\bar{\rho}_c$, T_n и a_n находятся требуемые характеристики МР, в том числе и диаметр проволоки δ_u .

Путём построения и исследования характеристик описанной модели возможности данной методики расширяются до оптимизации параметров упругого подвеса по величинам, постоянным в первом приближении: осевому натягу, относительному диаметру проволоки, диамет-

ру спирали, характеристикам материала.

Разработанные математические модели поведения системы "зазор - вкладыш - МР" позволяет на основе результатов CFD-расчётов характеристик течения смазки в рабочем зазоре подшипника и величины нагрузки, воспринимаемой подшипником, найти оптимальные значе-

ние параметров материала упругого подвеса при проектировании подшипника.

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

Библиографический список

1. Yan H., Jiang H., Zhao H., Liu W., Ulanov A.M. Temperature characteristics of metal rubber material // Xiyou Jinshu Cailiao Yu Gongcheng/Rare Metal Materials and Engineering. 2011. V. 40, no. 12. P. 2092-2095.

2. Ulanov A.M., Ponomarev Yu.K. Finite element analysis of elastic-hysteretic systems with regard to damping // Russian Aeronautics. 2009. V. 52, no. 3. P. 264-270.

3. Паровай Е.Ф., Паровай Ф.В. Гидродинамический подшипник с упругим подвесом вкладышей из материала МР // Авиационно-космическая техника и технология. 2013. № 8(105). С. 201-205.

4. Паровай Е.Ф., Гордеев В.Б. Проектирование гидродинамического подшипника авиационного двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета (национального исследовательского университета). 2012. № 3(34), часть 2. С.107-111.

5. Бузицкий В.Н. и др. Расчёт втулочных амортизаторов из материала МР, работающего на сжатие // Сборник научн. трудов «Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов». Вып. 3. Куйбышев: КуАИ, 1976. С. 15-21.

Информация об авторах

Паровай Елена Фёдоровна, младший научный сотрудник ОНИЛ-1, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: selena_pa@mail.ru. Область научных интересов: гидродинамические подшипники, моделирование процессов течения смазки в узких зазорах, теория металлорезины.

Паровай Фёдор Васильевич, кандидат технических наук, доцент, главный инженер ОНИЛ-1, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: parovai@mail.ru. Область научных интересов: теория и технологии металлорезины, вибро-и ударозащита изделий, конструкция и прочность двигателей, материал МР.

**CALCULATION METHOD
FOR DETERMINING THE CHARACTERISTICS OF ELASTIC-DAMPING
SUSPENSION MADE OF METAL ANALOQUE OF RUBBER FOR PLAIN
BEARINGS**

©2014 Ye. F. Parovay, F.V. Parovay

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper is devoted to creating a comprehensive methodology for calculating the characteristics of hydrodynamic bearings of a new type. The design of these bearings has several advantages in comparison with rolling bearings and traditional hydrodynamic bearings. However, the creation of effective bearings requires the development of their design methodology based on accurate mathematical apparatus and the use of the capabilities of modern CAE-programs. One of the most important stages of the design is to determine the required parameters of the elastic suspension material. The paper discusses developed mathematical models of the "working gap - bearing - elastic suspension" system behavior. The model is created with the aim of determining the characteristics of the elastic suspension material to ensure the best operation of the bearing. The mathematical apparatus developed is based on the model of V.N. Buzitskiy and A.A. Troynikov for the MR material and takes into account the peculiarities of the lubrication flow in the gap of the bearing. The paper presents a method of calculating the basic characteristics of the MR material, such as wire diameter, deformation and material density. The required parameters are determined on the basis of the results of CFD calculations of lubricant flow characteristics (pressure distribution in the working gap, the amount of deformation etc.).

Liner, deformation, wire diameter, mathematical model, MR (metal analogue of rubber), load, working characteristics.

References

1. Yan H., Jiang H., Zhao H., Liu W., Ulanov A.M. Temperature characteristics of metal rubber material // Xiyou Jinshu Cailiao Yu Gongcheng/Rare Metal Materials and Engineering. 2011. V. 40, no. 12. P. 2092-2095.
2. Ulanov A.M., Ponomarev Yu.K. Finite element analysis of elastic-hysteretic systems with regard to damping // Russian Aeronautics. 2009. V. 52, no. 3. P. 264-270.
3. Parovay Ye.F., Parovay F.V. Hydrodynamic bearing with elastic suspension of MR liners // Aerospace engineering and technology. 2013. No. 8(105). P. 201-205 (In Russ.)
4. Parovay Ye.F., Gordeev V.B., Falaleev S.V. Designing of hydrodynamic bearings for aircraft engines // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2012. No. 3(34), part 2. P. 107-111. (In Russ.)
5. Buzitsky V.N., Troynikov A.A. Analysis of shock absorbers made of MR material working in compression // The vibration resistance and reliability of engines and flying vehicles. 1976. No. 3. P. 15-21. (In Russ.)

About the authors

Parovay Elena Fyodorovna, Associate Research Fellow, Industrial Research Laboratory №1, Samara State Aerospace University. E-mail: selena_pa@mail.ru. Area of Research: hydrodynamic bearings, simulation of lubricant flow in fluid films, theory of metal analog of rubber.

Parovay Fyodor Vasilievich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Samara State Aerospace University. E-mail: parovai@mail.ru. Area of Research: theory and technology of MR (metal analogue of rubber).

УДК 004.891.3

СПОСОБ ДИАГНОСТИКИ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГИБРИДНЫХ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ СИСТЕМ

© 2014 П.Г. Антропов, О.Н. Долинина, А.Ю. Шварц

Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А.

Проведён анализ методов повышения надёжности и эффективности работы газоперекачивающих агрегатов. Рассматриваются существующие решения диагностического методологического и программного обеспечения компрессорных станций. Составлены перечни значимых для диагностики параметров агрегатов, характерных видов неисправностей и причин их возникновения. Предложена модель гибридной интеллектуальной системы диагностики неисправностей газоперекачивающих агрегатов, основанной на искусственной нейронной сети и нечётком выводе. Описан метод нечёткого логического вывода, позволяющий обрабатывать произвольное количество промежуточных переменных и транзитивных зависимостей. Применение метода позволяет учитывать неточности экспертных знаний не только при описании фактов предметной области, но и причинно-следственных связей между ними. Описана реализация предложенной модели и метода в системе принятия решений, позволяющей выявлять как наличие и характер неисправностей, так и возможные причины их возникновения. Предлагаемая система позволяет повысить точность и полноту диагностики газоперекачивающих агрегатов, что повысит безопасность труда для персонала компрессорных станций, своевременность ремонта и технического обслуживания.

Неисправности газоперекачивающих агрегатов, интеллектуальная система, искусственная нейронная сеть, алгоритм нечёткого вывода.

Одной из важнейших задач систем транспорта и хранения природного газа ОАО «Газпром» является бесперебойность и высокая эффективность поставки природного газа на потребительский рынок в нашей стране и за рубежом. Выполнение этой задачи невозможно без реализации системы мер, направленных на обеспечение эффективной и долгосрочной работы основного оборудования компрессорных станций – газоперекачивающих агрегатов (ГПА), которых по стране насчитывается несколько тысяч. Эта реализуемая система мер должна предусматривать комплексы взаимосвязанных мероприятий направленных, в том числе, на мониторинг технического состояния оборудования как первооснову безопасной и эффективной эксплуатации.

Отечественный парк ГПА характеризуется широким диапазоном эффективных мощностей (2,5...25 МВт), наработок (до 100 тысяч часов и более), условиями эксплуатации и сервисного обслуживания и т.п. В силу этой неоднородности показатели надёжности и эффективности работы

даже однотипных агрегатов в различных дочерних обществах и на разных площадках могут существенно различаться. Кроме того, необходимо отметить, что и сама газотранспортная система страны была в целом сформирована к середине 80-х годов 20-го века, но изменения политической и экономической конъюнктуры за этот период приводили к существенному перераспределению нагрузки по существующим направлениям, соответственно изменялась и загруженность, и степень изношенности основного оборудования. Учитывая его непрерывное старение в условиях наметившейся диверсификации потоков поставок природного газа в Европу, основными направлениями повышения эффективности и надёжности работы действующих ГПА могли бы быть поддержание их экономичности, оптимизация режимов эксплуатации, качества ремонта и обслуживания, а также учёт экологической приемлемости. Принципиальные возможности достижения этих целей базируются на качественном и своевременном техническом обслуживании и

ремонте ГПА, продлении ресурса его эксплуатации без ущерба для показателей эффективности, а также, по возможности, обоснованное прогнозирование сроков реконструкции и замены агрегатов. Таким образом, требуется решение как теоретических, так и практических задач достоверного анализа надёжности и безопасности сложных технических систем. Разработка эффективных методов контроля и прогнозирования технического состояния ГПА по основным термодинамическим и технологическим параметрам с возможностью выявления дефектов на ранней стадии могло бы лечь в основу решения приоритетной задачи повышения надёжности и эффективности газотранспортных систем.

Комплексная оценка технического состояния сложных технических систем базируется на иерархическом структурировании, анализе надёжности структурных элементов и динамических методах контроля. Во многом результат диагностирования технического состояния ГПА предопределяется правильностью подбора наиболее информативных параметров контроля: вибрация, перепады давления, температур, эффективных КПД и др., а также корректностью построения принципиальных диагностических моделей и методик распознавания.

Описание проблемы

Сложность объекта исследования не позволяет получить универсальное решение, что вызывает трудности при разработке алгоритмов диагностики неисправностей и требует сочетания различных методик и подходов.

Исследованию задач повышения надёжности энергетического оборудования и трубопроводных систем в разное время были посвящены работы С.П. Зарицкого [1], В.А. Иванова [2], В.А. Острейковского [3], Е.А. Ларина [4] и многих других. Исследования по повышению эксплуатационной надёжности ГПА проводились ООО «Газпром ВНИИГАЗ», РГУНиГ им.И.М. Губкина, ООО «Оргэнергогаз»,

ВНИИЭГазпром, ТюмГНГУ, СГТУ им. Гагарина Ю.А. и рядом других.

В работе [5] описано исследование, направленное на повышение информативности и достоверности параметров, влияющих на остаточный ресурс ГПА. Была предложена методика прогнозирования остаточного ресурса и изменения технического состояния ГПА компрессорных станций с газотурбинным приводом. Также были разработаны основные принципы выбора критериев оценки технического состояния для ГПА-16МГ-90 и «Коберра-182», проведён анализ функциональных зависимостей и взаимного влияния узлов данных типов ГПА.

Однако применение любых методов диагностики и прогнозирования к газоперекачивающим агрегатам подразумевает регулярный сбор данных о техническом состоянии как всей установки, так и отдельных её компонентов. В настоящее время наибольшее распространение получила автоматизированная система диагностического обслуживания АСДО [6], которая внедрена на ряде предприятий ОАО «Газпром», ООО «Газпром добыча Надым», ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» и выполняет следующие функции: формирование математической модели исправного агрегата на основе полученных во время эксплуатационных технических испытаний; расчёт термодинамических параметров состояния проточных частей центробежного нагнетателя (ЦН) и газотурбинной установки (ГТУ) и прогноз изменения их значений; отслеживание выхода параметров из допустимого диапазона и формирование диагностических сообщений для оповещения; формирование рекомендаций; накопление и визуализация результатов параметрической диагностики.

Также распространённым в России программным комплексом является Compressor Performance Advisor от компании Compressor Controls Corporation. В число функций данного комплекса входит: создание математических моделей производительности ГПА; вычисление, монито-

ринг и хранение показателей эффективности и производительности; отслеживание критических отклонений и выдача предупреждений; выявление трендов в изменениях значений параметров.

К недостаткам такого рода систем можно отнести отсутствие функционала выдачи предположений по причинам возникающих отказов. Таким образом, система не оказывает достаточной поддержки в принятии решения для обслуживающего персонала, что понижает степень достоверности определения причин возникновения неисправности в силу различного уровня экспертных знаний и опыта работы у эксплуатационного персонала. Кроме того, заложенный в систему математический аппарат не отражает неуверенностей и неточностей, присущих утверждениям в любой предметной области.

Постановка задачи

В силу сложности и многокомпонентности объекта диагностирования задача выявления и предупреждения неисправностей не сводится только к контролю значений каждого параметра агрегата по отдельности. Выявление и предупреждение неисправностей установки может быть осуществлено только на основе анализа как системы в целом, так и её структурных компонентов, также являющихся, в свою очередь, сложными системами. В частности, характерным признаком появления неисправности может являться не только критическое значение определённых параметров, но и динамика их изменения в рамках допустимых технической документацией значений.

Взаимосвязь изменения параметров, наличия неисправностей и причин их возникновения имеет сложный характер. Для моделирования такого рода зависимостей более всего подходят методы искусственного интеллекта (ИИ), позволяющие описывать причинно-следственные связи между данными как числовой, так и нечисловой природы [7]. Также зависимости между параметрами могут иметь неявный характер, а система, оперирующая такими

параметрами, должна предусматривать возможность неточностей и частичных неопределённостей в описании причинно-следственных связей.

Кроме того, применение методов ИИ для диагностирования неисправностей ГПА позволяет выполнять основные требования к диагностике: точность, достоверность и быстродействие.

Под точностью будем понимать степень совпадения реального значения диагностируемого параметра и значения, вычисленного системой диагностики.

Под достоверностью будем понимать степень уверенности в истинности утверждения, выдаваемого системой диагностики (например, о наличии определённого вида неисправности или набора вызвавших её причин). В случае интеллектуальных систем точность и достоверность достигаются за счёт использования экспертных знаний, а также многократной перенастройки (обучения) системы на основе исходных и вновь поступающих экспериментальных данных.

Под быстродействием будем понимать количество решений, даваемых системой за единицу времени. Выбор оптимального способа представления знаний в интеллектуальной системе, механизмов принятия решений и программно-аппаратной реализации позволяет удовлетворить требованиям к быстродействию системы диагностики.

Таким образом, использование методов ИИ в разработке программного комплекса диагностики неисправностей ГПА позволит в необходимой степени удовлетворить основным требованиям к диагностике и создать расширяемую платформу для дальнейшей доработки и модификации.

Объект исследования

В качестве объекта исследования рассматривается газоперекачивающий агрегат с газотурбинным приводом, принципиальная схема которого приведена на рис.1.

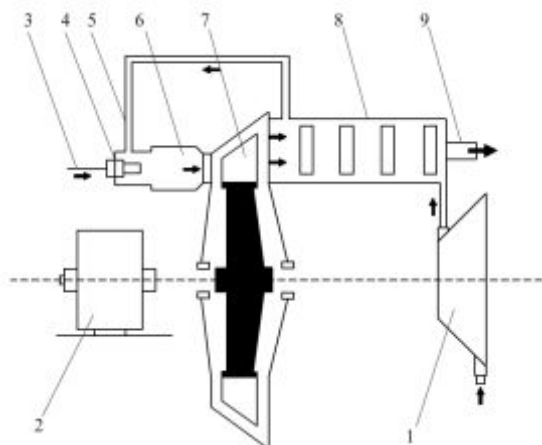


Рис. 1. Принципиальная схема газотурбинной установки с регенерацией (1 – компрессор, 2 – потребитель, 3 – топливный трубопровод, 4 – форсунка, 5 – воздушный трубопровод, 6 – камера сгорания, 7 – лопатки турбины, 8 – теплообменник, 9 – патрубок)

Для анализа связи параметров ГПА, неисправностей и их причин было сформировано множество $Y = \{y_1, \dots, y_{18}\}$, где каждому элементу поставлена в соответствие степень уверенности в наличии определенной неисправности: y_1 - изменение проходной площади соплового аппарата турбины высокого давления (ТВД); y_2 - увеличение радиальных зазоров осевого компрессора (ОК); y_3 - увеличение радиальных зазоров турбины; y_4 - увеличение зазоров в концевых уплотнителях; y_5 - негерметичность воздушного тракта регенератора; y_6 - вредный подогрев на входе компрессора; y_7 - увеличение сопротивления входного тракта ГТУ; y_8 - увеличение сопротивления тракта высокого давления; y_9 - увеличение сопротивления выходного тракта ГТУ; y_{10} - загрязнение проточной части компрессора; y_{11} - эрозия элементов проточной части центробежного нагнетателя (ЦН); y_{12} - увеличение зазора в уплотнениях ЦН; y_{13} - уменьшение запаса устойчивой работы ОК (предпомпаж); y_{14} - уменьшение запаса устойчивой работы ЦН; y_{15} - выгорание элементов камеры сгорания (КС); y_{16} - коробление, занос, обрыв лопастного аппарата турбины высокого давления (турби-

ны низкого давления); y_{17} - негерметичность проточной части газотурбинного двигателя (ГТД); y_{18} - занос фильтрующих элементов воздухозаборной камеры (ВЗК).

В ходе анализа предметной области было сформировано множество $X = \{x_1, x_2, \dots, x_{26}\}$, каждому элементу которого поставлено в соответствие значение параметров ГПА: x_1 - барометрическое давление; x_2 - температура наружного воздуха; x_3 - разрежение перед ОК; x_4 - температура перед ОК; x_5 - давление за ОК; x_6 - температура за ОК; x_7 - давление за регенератором; x_8 - температура за регенератором; x_9 - температура перед ТВД; x_{10} - давление за ТНД №1; x_{11} - давление за ТНД №2; x_{12} - температура за ТНД; x_{13} - обороты ротора ТВД; x_{14} - обороты ротора ТНД; x_{15} - давление газа перед нагнетателем; x_{16} - давление газа за нагнетателем; x_{17} - температура газа за нагнетателем; x_{18} - температура газа перед нагнетателем; x_{19} - разница температур газа на входе и выходе ОК; x_{20} - расход воздуха через ОК; x_{21} - эффективный КПД; x_{22} - КПД нагнетателя; x_{23} - степень сжатия; x_{24} - частота вращения ротора силовой турбины (ССТ или ТНД); x_{25} - уровень вибрации; x_{26} - уровень шума.

Кроме того, каждая неисправность может быть вызвана одной или несколькими эксплуатационными или иными причинами. Было сформировано множество $Z = \{z_1, z_2, \dots, z_{26}\}$, каждому элементу которого поставлена в соответствие степень уверенности в наличии определенной причины неисправностей: z_1 - коробление обоймы; z_2 - деформация, обрыв лопаток; z_3 - вибрация ротора; z_4 - перекося, расцентровка ротора; z_5 - дефекты подшипников; z_6 - температурные деформации при пусках и остановках ГПА; z_7 - отсутствие изоляции на регенераторах и газосоходах; z_8 - неправильная компоновка

ГПА на КС; z_9 - неплотность запорных клапанов систем антиобледенения, тяги регенератора; z_{10} - обледенение входного тракта; z_{11} - пылевые отложения во входном тракте; z_{12} - эрозия (износ) входного тракта ГТУ; z_{13} - пылевые отложения в тракте высокого давления; z_{14} - эрозия (износ) тракта высокого давления; z_{15} - деформация выходного тракта ГТУ; z_{16} - рост отложений в выходном тракте ГТУ; z_{17} - уменьшение эффективности очистки воздуха, невыполнение периодических чисток; z_{18} - уменьшение эффективности очистки технологического газа (пылеуловители); z_{19} - вибрация, осевой сдвиг ЦН; z_{20} - уменьшение проходной площади ТВД; z_{21} - увеличение сопротивления входного тракта; z_{22} - ускоренный запуск; z_{23} - износ лопаток; z_{24} - уменьшение массового расхода воздуха; z_{25} - увеличение степени сжатия при постоянной частоте

вращения ротора ($n_{cm}=const$); z_{26} - подрез рабочего колеса.

Кроме причинно-следственных связей между параметрами системы и неисправностями, а также неисправностями и их эксплуатационными системами, существуют также связи между самими параметрами, между неисправностями и между их причинами. Наличие сложных транзитивных зависимостей обуславливает структуру разрабатываемой интеллектуальной системы.

Интеллектуальная система для принятия решения по диагностике неисправностей ГПА

Разработанный программный комплекс GAZDETECT для диагностики неисправностей ГПА основан на гибридной интеллектуальной системе, структура которой приведена на рис. 2. Основными компонентами системы являются искусственная нейронная сеть (ИНС) и подсистема нечёткого вывода.

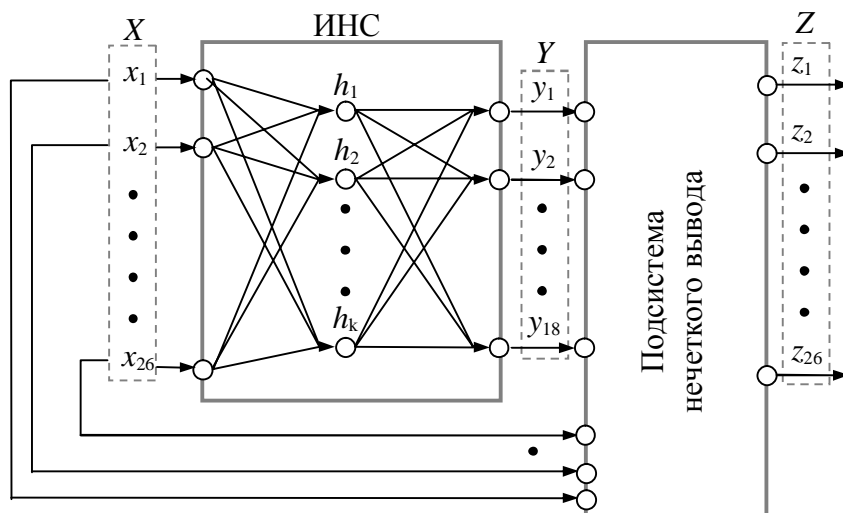


Рис. 2. Схема интеллектуальной системы принятия решения по диагностике неисправностей ГПА

$X = \{x_1, \dots, x_{26}\}$ – входной вектор системы, содержащий числовые значения параметров ГПА;

h_1, \dots, h_k – нейроны скрытого слоя ИНС;

$Y = \{y_1, \dots, y_{18}\}$ – выходной вектор ИНС и входной вектор подсистемы нечёткого вывода, содержащий степени уве-

ренности в наличии характерных неисправностей;

$Z = \{z_1, \dots, z_{26}\}$ – выходной вектор системы, содержащий степени уверенности в наличии причин неисправностей.

Степени уверенности в наличии неисправностей и их причин лежат на интервале $[0;1]$, где 0 – самая низкая степень уверенности, 1 – самая высокая.

ИНС служит для выявления неисправностей на основе значений и динамики изменения параметров ГПА. Полученные степени уверенности в совокупности с уже поданными на вход ИНС параметрами используются подсистемой нечёткого вывода для выявления возможных причин возникновения неисправностей.

ИНС имеет структуру трёхслойного персептрона, обученного алгоритмом обратного распространения ошибки. Обучающая выборка была составлена на ос-

нове норм технологического проектирования магистральных газопроводов [8] и мнений экспертов - специалистов по техническому обслуживанию ГПА.

Подсистема нечёткого вывода

Подсистема нечёткого вывода основана на использовании экспертных правил, использующих аппарат теории нечетких множеств. Структурная схема подсистемы представлена на рис. 3.

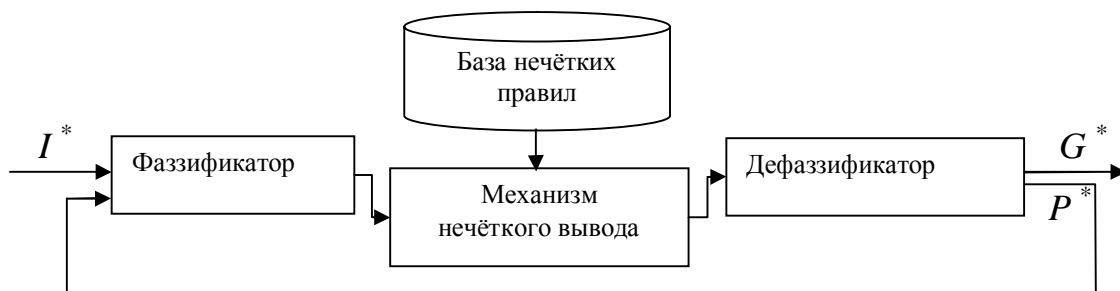


Рис. 3. Схема подсистемы нечёткого вывода

I^* - вектор входных числовых значений подсистемы;

G^* - вектор выходных числовых значений подсистемы;

P^* - вектор промежуточных числовых значений подсистемы.

Рассматриваемая база нечётких правил может быть представлена в виде

$$(V, I, G, P, R),$$

где V - универсальное множество лингвистических переменных системы,

I - множество входных лингвистических переменных, $I \subset V$,

G - множество выходных лингвистических переменных, $G \subset V$,

P - множество промежуточных лингвистических переменных, $P \subset V$,

R - множество правил вида

$\langle r_j, u_j \rangle$:

ЕСЛИ $v_{j,1}$ есть $t_{j,1}$ И ... И $v_{j,n-1}$ есть $t_{j,n-1}$

ТО $v_{j,n}$ есть $t_{j,n}$,

где r_j - уникальное имя правила,

u_j - лингвистическая степень уверенности в истинности правила r_j ,

$v_{j,1}, \dots, v_{j,n-1}$ - входные лингвистические переменные для правила r_j ,

$t_{j,1}, \dots, t_{j,n-1}$ - значения входных лингвистических переменных для правила r_j ,

$v_{j,n}$ - выходная лингвистическая переменная для правила r_j ,

$t_{j,n}$ - значение выходной лингвистической переменной для правила r_j .

Будем считать, что на вход подсистемы подается вектор I^* чётких значений, соответствующих лингвистическим переменным множества I . Выходом подсистемы является вектор G^* чётких значений, соответствующих лингвистическим переменным множества G .

Утверждением будем считать пару

$\langle v_m, t_{m,k} \rangle$,

где $v_m \in V$ - лингвистическая переменная,

$t_{m,k} \in T(v_m)$ - значение лингвистической переменной.

Каждому утверждению в соответствие поставлена нечёткая переменная $f_{m,k}$.

Будем считать входными правила $r_j \in R$, в левой части которых содержатся только те утверждения, которые содержат входные лингвистические переменные.

В ходе консультаций с экспертами было определено множество $T = \{t_1, t_2, t_3, t_4, t_5\}$ (t_1 – “очень низкое“, t_2 – “низкое“, t_3 – “среднее“, t_4 – “высокое“, t_5 – “очень высокое“) лингвистических значений, связанных с числовыми значениями параметров функциями принадлежности. Кроме того, были определены исключительные ситуации, когда значением лингвистической переменной является не выражение на естественном языке, а утверждение вида “ $x_i > b_i$ ” или “ $x_i < b_i$ ”, где x_i – числовое значение параметра, b_i – определённая экспертом верхняя или нижняя граница параметра, допускаемая технической документацией.

Было сформировано множество правил R , примеры которых приведены ниже.

- r_{15} : ЕСЛИ <отклонение давления за ТНД №1> <очень высокое>
И <отклонение давления за ТНД №2> <очень высокое>
ТО <загрязнение проточной части компрессора> <высокое>
- r_{27} : ЕСЛИ <колебание температуры за нагнетателем> <высокое>
И <колебание температуры перед нагнетателем> <высокое>
ТО <повышение вибрации> <высокое>

Алгоритм нечёткого вывода

Шаг 1. Для каждого входного правила r_j вычисляются значения истинности всех утверждений

$$\delta_{j,q} = \mu_{j,q}(v_{j,q}^*), q = \overline{1, n-1},$$

где $v_{j,q}^*$ – чёткое значение, соответствующее лингвистической переменной $v_{j,q}$ в левой части правила r_j .

Шаг 2. Для каждого входного правила r_j вычисляется уровень отсечения

$$\beta(\langle v_{j,n}, t_{j,n} \rangle) = n-1 \sqrt[n-1]{\prod_{q=1}^{n-1} \delta_{j,q}}.$$

Шаг 3. Для каждого входного правила r_j формируется усечённая функция принадлежности нечёткой переменной в правой части правила

$$\begin{aligned} \mu'_{f_{m,k}}(x) &= \\ &= \mu_{f_{m,k}}(x) \cdot \min_j \beta(\langle v_{j,n}, t_{j,n} \rangle) \cdot \mu_u(u_j), \end{aligned}$$

где пара $\langle v_{j,n}, t_{j,n} \rangle$ соответствует нечёткой переменной $f_{m,k}$,

$\mu_u(u_j)$ – значение функции принадлежности степеней уверенности.

Шаг 4. Для каждой лингвистической переменной $v_m \in V$, стоящей в правой части хотя бы одного входного правила r_j , формируется результирующая функция принадлежности

$$\mu_{v_m}(x) = \max_k \mu'_{f_{m,k}}(x).$$

Шаг 5. Для каждой лингвистической переменной $v_m = v_{j,n} \in V$, стоящей в правой части каждого входного правила r_j , вычисляется чёткое значение

$$v_m^* = \frac{\int x \cdot \mu_{v_m}(x) dx}{\int \mu_{v_m}(x) dx}.$$

Шаг 6. Шаги 1-5 повторяются для каждого правила $r_j \in R$ до тех пор, пока не будут вычислены чёткие значения, соответствующие каждой выходной лингвистической переменной. Полученные чёткие значения формируют выходной вектор G^* .

Таким образом, подсистема нечёткого вывода позволяет на основе параметров ГПА и степеней уверенности в наличии определённого вида неисправностей получить степени уверенности в

характерных эксплуатационных или иных причинах отказов.

Заключение

Сложность ГПА как объекта исследования не позволяет получить универсальное решение, что вызывает трудности при разработке алгоритмов диагностики неисправностей и требует сочетания различных методик и подходов. В статье показана возможность использования интеллектуальных методов для решения проблемы диагностики неисправностей ГПА на основе программной системы

GAZDETECT, позволяющей на основе параметров агрегата своевременно обнаруживать характерные отказы в работе устройства, что приводит к повышению безопасности труда, обеспечивает своевременный ремонт и техническое обслуживание установки. Кроме того, установление причин неисправности повышает вероятность устранения допущенных в ходе эксплуатации нарушений или обнаружения заводских и иных дефектов в деталях оборудования.

Библиографический список

1. Грачёв В.А., Зарицкий С.П., Детков А.Ю., Мокроусов С.Н. Диагностическое обслуживание трубопроводной арматуры на предприятиях ОАО «Газпром» // Безопасность труда в промышленности. 2006. № 12. С. 54-59.

2. Кокорев Е.Н., Иванов А.П., Серебрянский А.Я., Иванов В.А. Программная система моделирования режима работы сетей газоснабжения городов и населённых пунктов // Безопасность труда в промышленности. 2001. № 4. С. 34-35.

3. Острейковский В.А., Силин Я.В. Применение методов теории катастроф к оценке надёжности нефтепромысловых трубопроводов // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. 2011. № 11. С. 29-33.

4. Ларин Е.А. Вероятностная модель расчёта показателей надёжности теплофикационных парогазовых установок в системах теплоэнергоснабжения // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2010. № 9-10. С. 111-122.

5. Семенов А.А. Комплексный анализ работоспособности газоперекачивающих

агрегатов на основе прогноза остаточного ресурса. Дис. канд. техн. наук. Москва, 2004. 134 с.

6. Стребков А., Басманов М., Меньшиков С., Морозов И. Система параметрической диагностики газоперекачивающих агрегатов: современный подход // Деловая Россия: промышленность, транспорт, социальная жизнь. 2011. № 7. С. 42-43.

7. Долинина О.Н., Каримов Р.Н. Методы обработки многомерных данных объектов числовой и нечисловой природы // Вестник Самарского государственного технического университета. 2006. № 2(12). С. 100-110.

8. Сафонов В.С., Леонтьев Е.В., Щуровский В.А. Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов СТО Газпром 2-3.5-051-2006 // ОАО «Газпром», 2005.

9. Антропов П.Г., Замоторин В.Н., Захаров В.Н. и др. Учеб. пос. для подготовки и повышения квалификации рабочих и специалистов службы ГКС. Петровск: ЮгТрансгаз, 2000. 145 с.

Информация об авторах

Антропов Павел Георгиевич, кандидат технических наук, доцент, декан энергетического факультета, заведующий кафедрой «Теплоэнергетика», Саратовский государственный технический университет имени Ю.А. Гагарина. E-mail: apg.sstu@yandex.ru. Область научных ин-

тересов: газотурбинные установки, система транспорта и хранения природного газа, системы энергообеспечения.

Долинина Ольга Николаевна, кандидат технических наук, доцент, декан международного факультета прикладных информационных технологий, заведую-

ший кафедрой прикладных информационных технологий, Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина. E-mail: olga@sstu.ru. Область научных интересов: системы искусственного интеллекта, методы представления знаний, отладка систем искусственного интеллекта, искусственные нейронные сети.

Шварц Александр Юрьевич, аспирант кафедры «Прикладные информационные технологии», Саратовский государственный технический университет имени Ю.А. Гагарина. Email: shvartsaleksandr@gmail.com. Область научных интересов: системы искусственного интеллекта, теория нечётких множеств, искусственные нейронные сети.

METHOD OF GAS TURBINE MALFUNCTION DIAGNOSTICS USING HYBRID INTELLECTUAL SYSTEMS

© 2014 P.G. Antropov, O.N. Dolinina, A.Y. Shvarts

Yury Gagarin State Technical University of Saratov, Russian Federation

Methods of improving the safety and efficiency of gas turbines are analyzed. The existing diagnostic methodologies and software for compression stations are reviewed. Lists of significant diagnostics parameters, typical faults and their causes are compiled. A model of a hybrid intellectual system of gas turbine fault diagnosis based on artificial neural network and fuzzy inference is introduced. The fuzzy inference method which allows processing an arbitrary number of intermediate variables and transitive relations is described. Moreover, the method makes it possible to take into account the inaccuracies in expert knowledge not only in describing the facts of an application domain but also in cause-and-effect relations between them. The implementation of the proposed model and the method in the system of taking decisions that makes it possible to reveal both the presence and character of the faults and their possible causes is described. The proposed system makes it possible to improve the accuracy and completeness of gas turbine diagnostics, which, in its turn, will increase the labor safety for the compression station staff as well as the promptness of repair and maintenance. Thus, the application of the system may have a positive effect on the service life and economic feasibility of gas turbines.

Faults of gas turbines, intellectual systems, artificial neural network, algorithm of fuzzy inference.

References

1. Grachev V.A., Zaritsky S.P., Detkov A.Yu., Mokrousov S.N. Predictive maintenance of pipe fittings at OJSC "Gazprom" subsidiaries // *Bezopasnost' truda v promyshlennosti*, 2006. No. 12, P. 54-59. (In Russ.)
2. Kokorev E.N., Ivanov A.P., Serebryansky A.Ya., Ivanov V.A. Program system for modeling the operation mode of gas networks in cities and localities // *Bezopasnost' truda v promyshlennosti*. 2001. No. 4. P. 34-35. (In Russ.)
3. Ostreykovsky V.A., Silin Ya.V. Application of catastrophe theory methods to the assessment of oilfield pipeline reliability // *Automatization, telemechanization and telecommunication in oil industry*. 2011. No. 11. P. 29-33. (In Russ.)
4. Larin E.A. Probabilistic model of calculating reliability parameters for district heating steam-gas units in heat and power supply systems // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki*. 2010. No. 9-10. P. 111-122. (In Russ.)
5. Semenov A.A. *Kompleksnyy analiz rabotosposobnosti gazoperekachivayushchikh agregatov na osnove prognoza ostatochnogo resursa*. Diss. kand. tekhn. nauk [Complex analysis of gas turbine performance based on residual service life estimation: PhD thesis]. Moscow, 2004. 134 p.

6. Strebkov A., Basmanov M., Menshikov S., Morozov I. Gas turbine parametric diagnostics system: modern approach // *Business Russia: industry, transport, social life*. 2011. No. 7. P. 42-43. (In Russ.)

7. Dolinina O.N., Karimov R.N. Methods of processing multi-dimensional data from numeric and non-numeric objects // *Vestnik of Samara St. Tech. Univ.* 2006. No. 2(12). P. 100-110. (In Russ.)

8. Safonov V.S., Leontiev E.V., Schurovsky V.A. Standards for technological design of main gas pipelines. OJSC «Gazprom», 2005. (In Russ.)

9. Antropov P.G., Zamotorin V.N., Zakharov V.N. et al. Manual for training and retraining of workers and specialists at gas compressor station. YugTransgaz, Petrovsk, 2000. 145 p. (In Russ.)

About the authors

Antropov Pavel Georgievich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Dean of the Power Engineering Faculty, Head of the Department of Heat and Power Engineering, Yuri Gagarin Saratov State Technical University. E-mail: apg.sstu@yandex.ru. Area of Research: gas turbines, gas transport and storage systems, energy supply systems.

Dolinina Olga Nikolaevna, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Dean of International Faculty of Applied Information Technologies, Yuri Gagarin Saratov State Technical University, Head of

the Department of Applied Informational Technologies. E-mail: olga@sstu.ru. Area of Research: systems of artificial intelligence, methods of knowledge representation, intellectual systems validation, artificial neural networks.

Shvarts Alexander Yurievich, post-graduate student of the Applied Information Technologies Department, Yuri Gagarin Saratov State Technical University. Email: shvartsaleksandr@gmail.com. Area of Research: artificial intelligence systems, fuzzy sets theory, artificial neural networks.

УДК 621.454.2.018

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ
ВОЗМОЖНОСТИ УЛУЧШЕНИЯ ЭНЕРГО-МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ
ДЛЯ ВЕРХНЕЙ СТУПЕНИ РАКЕТЫ - НОСИТЕЛЯ «ВЕГА»**

© 2014 А.Н. Коваленко, В.Г. Переверзев, Р.А. Марчан, Ю.В. Блишун

Государственное конструкторское бюро «Южное» имени М.К. Янгеля,
г. Днепропетровск, Украина

Двигатель 4-й ступени европейской ракеты-носителя «Вега», разработанный КБ «Южное», продемонстрировал высокие характеристики и уровень надёжности в ходе пусков данной ракеты. Полученный удельный импульс тяги 3104,8 м/с превышает требования ТЗ (3094 м/с) на начальном этапе разработки двигателя. Тем не менее, несмотря на достигнутые высокие энерго-массовые характеристики, существует реальная возможность их дальнейшего улучшения посредством модернизации камеры двигателя. Возможность такой модернизации анализируется в статье на основании результатов экспериментальных исследований камер двигателей-прототипов. Кроме того, проанализированы резервы повышения характеристик камеры за счёт модификации смесеобразования, оптимизации внутреннего завесного охлаждения и соотношения компонентов топлива, применения модернизированного радиационно-охлаждаемого соплового насадка.

Жидкостный ракетный двигатель (ЖРД), камера, сопловой насадок, ниобий, плёночное охлаждение, радиационное охлаждение, регенеративное охлаждение, форсунки, смесительная головка.

Введение

Блок маршевого двигателя (БМД) входит в жидкостную двигательную установку управляющего модуля четвёртой ступени европейской ракеты-носителя «Вега». БМД разработан КБ «Южное» по контракту с компанией АВИО (Италия) на базе агрегатов серийных двигателей. К настоящему времени произведены три лётных пуска этой ракеты, в ходе которых БМД отработал без замечаний.

БМД – двухкомпонентный однокаммерный жидкостный ракетный двигатель многократного включения с вытеснительной системой подачи компонентов топлива, предназначенный для создания тяги, управления по каналам тангажа и рыскания, маневрирования управляемого модуля и его схода с орбиты. Основным элементом БМД является камера, представляющая собой модификацию камеры серийного двигателя РД869 [1, 2]. Характеристики камеры БМД представлены в табл. 1. На рис.1 представлены камера БМД и её прототип – камера РД869.

Модификация камеры, прежде всего, касалась мест крепления и кронштейнов

приводов системы управления вектором тяги в связи с отличиями в установке и качании этих камер в двигателе. Кроме того, для повышения экономичности рабочего процесса в камере БМД были скорректированы расходы компонентов топлива на внутреннее завесное охлаждение с учётом фактических отличий в номинальных режимах работы камер БМД и двигателя РД869. Незначительные изменения были внесены также в тракт окислителя для уменьшения импульса последствия, а именно, по тракту окислителя на входе в смесительную головку был установлен перекрывной клапан.

Следует отметить, что контракт с АВИО допускал лишь минимальные модификации камеры двигателя РД869 при очень ограниченном числе огневых испытаний. Так был изготовлен всего один экземпляр отработочной модели и два экземпляра квалификационной модели двигателя. Всего было проведено девять огневых испытаний отработочной модели БМД, что явно недостаточно для проведения глубоких исследований.



Рис. 1. Камера БМД (слева) и её прототип - камера двигателя РД869 (справа):
 1 – форсуночная головка, 2 – секция горючего, 3 – секция окислителя,
 4 – радиационно-охлаждаемый сопловой насадок, 5 – узел подвода

Таблица 1 - Основные характеристики камеры БМД

Компоненты топлива:	
- окислитель	АТ
- горючее	НДМГ
Тяга двигателя в пустоте, кгс	250
Удельный импульс тяги двигателя в пустоте, кгс·с/кг	315,5
Абсолютное давление газов в камере сгорания, кгс/см ²	20,4
Абсолютное давление газов на срезе сопла камеры двигателя, кгс/см ²	0,012
Соотношение весовых секундных расходов компонентов топлива	2,0
Количество включений БМД	5
Суммарное время работы, с	667
Масса камеры, кг, не более	9,4

На данный момент камера БМД обладает лучшими энерго-массовыми характеристиками в своём классе, но вопрос о возможности и целесообразности дальнейшей оптимизации остаётся открытым. Ограниченный объём экспериментальной отработки камеры БМД позволил экспериментально опробовать лишь незначительные изменения, которые не привели к существенным отличиям характеристик камеры БМД от камеры-прототипа. Однако анализ экспериментальной отработки камер-прототипов, результаты которого и их обсуждение являются предметом на-

стоящей статьи, убедительно показывает потенциальные возможности для значительного повышения энергетических характеристик камеры БМД. Кроме того, в настоящей статье проанализировано внедрение ряда конструктивных мероприятий, таких как применение ниобиевого сопла и увеличение степени расширения сопла, что потенциально позволяет значительно снизить массу камеры, уменьшить объёмы полостей окислителя и горючего, а также повысить удельный импульс тяги.

В результате анализа было установлено, что усовершенствование камеры

БМД целесообразно осуществлять по следующим направлениям: оптимизация соотношения компонентов топлива и параметров внутреннего завесного охлаждения, оптимизация смесеобразования, увеличение степени расширения сопла, уменьшение объёмов внутренних полостей, уменьшение массы камеры.

Оптимизация соотношения компонентов топлива и внутреннего завесного охлаждения

В камере БМД применена высокоэффективная система внутреннего охлаждения, основанная на использовании разнокомпонентных завес в сочетании с регенеративным охлаждением обоими компонентами топлива и применением соплового насадка радиационного охлаждения [1, 2]. В частности, для тепловой защиты внутренней стенки камеры сгорания от смесительной головки и примерно до начала сужающегося участка сопла используется завеса окислителя, а ниже по потоку для тепловой защиты сужающегося участка сопла, критического сечения и закритической части сопла применяется завеса горючего. Использование двухкомпонентных завес позволяет существенно повысить полноту сгорания и является ключевым фактором в обеспечении требуемой экономичности камеры. В то же

время, как показывают результаты экспериментальной отработки камер-прототипов и камеры БМД, для каждого режима работы камеры существует оптимальные расходы компонентов топлива на завесы с точки зрения максимальной экономичности рабочего процесса и надёжности охлаждения.

В отличие от камеры БМД, результаты экспериментальной отработки камер-прототипов насчитывают сотни огневых испытаний, на которых были опробованы различные сочетания массовых расходов компонентов топлива через пояса завесного охлаждения. Этот массив экспериментальных данных позволяет выявить некоторые закономерности и спрогнозировать возможность оптимизации завесного охлаждения для условий камеры БМД. На рис. 2 и 3 представлены зависимости величины удельного импульса тяги камеры-прототипа от коэффициента соотношения компонентов топлива для различных относительных расходов завесы горючего при давлении газов в камере $41,5 \pm 1,5 \text{ кгс/см}^2$ (основной режим) и $16 \pm 2 \text{ кгс/см}^2$ (дресселированный режим) соответственно. Здесь и далее по тексту под относительным расходом на завесу подразумевается отношение расхода на завесу к суммарному расходу топлива через камеру.

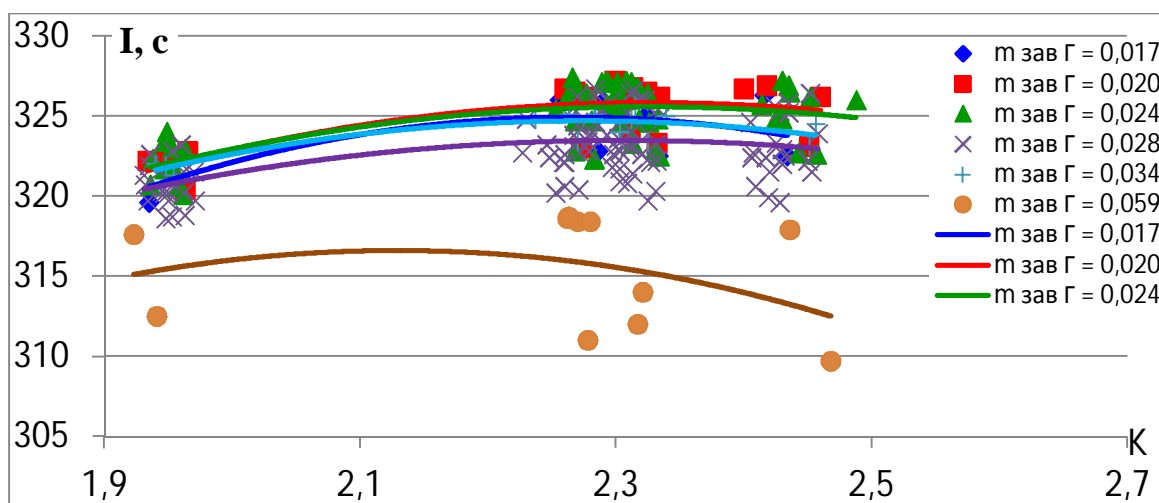


Рис. 2. Зависимость удельного импульса от соотношения компонентов на основном режиме

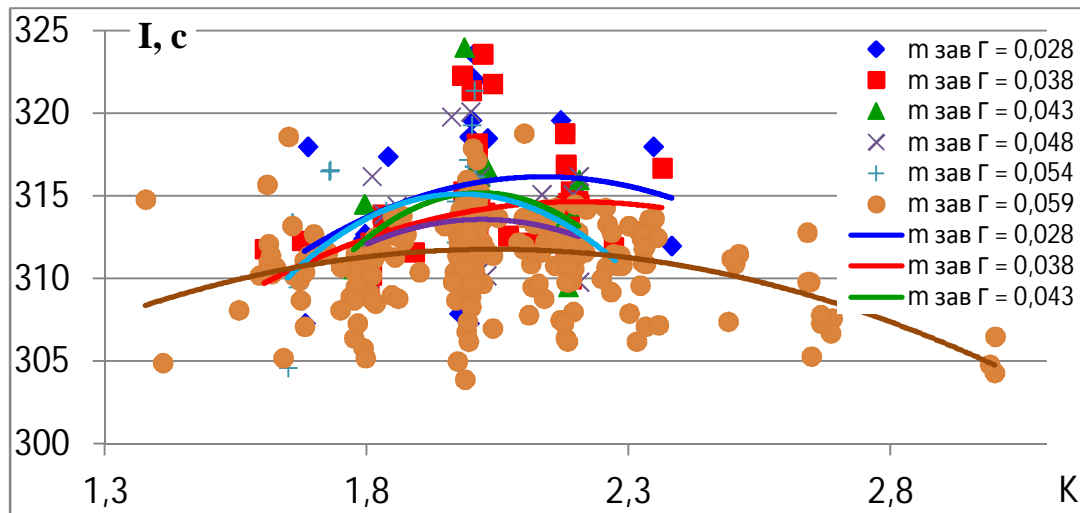


Рис. 3. Зависимость удельного импульса от соотношения компонентов на дросселированном режиме

Анализ экспериментальных зависимостей показывает, что уменьшение расхода горючего до некоторого предела приводит к повышению удельного импульса тяги и подогрева горючего (рис. 4 и 5). Кроме того, наблюдается зависимость между оптимальным коэффициентом соотношения компонентов топлива, соответствующим максимальному удельному импульсу тяги, и расходом на завесу горючего. При этом (рис. 6) для основного режима отмечается экстремум зависимости, а для дросселированного режима в

исследуемом диапазоне явного экстремума не обнаружено. Камера БМД работает при соотношении компонентов топлива 2,0 и относительном расходе на завесу горючего $m_{завΓ}=0,038$. Сопоставляя экспериментальные результаты, полученные на камерах-прототипах (рис. 2, 3), с режимами работы камеры БМД, можно ожидать, что за счёт оптимизации параметров внутреннего завесного охлаждения и соотношения компонентов топлива возможно повысить величину удельного импульса тяги на 2...3 с.

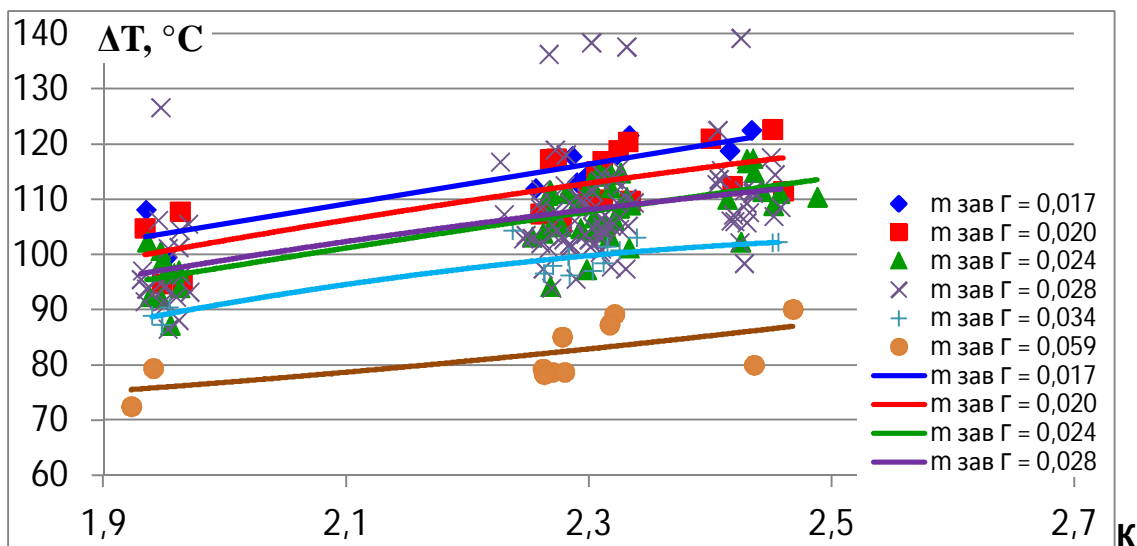


Рис. 4. Зависимость подогрева горючего от соотношения компонентов на основном режиме

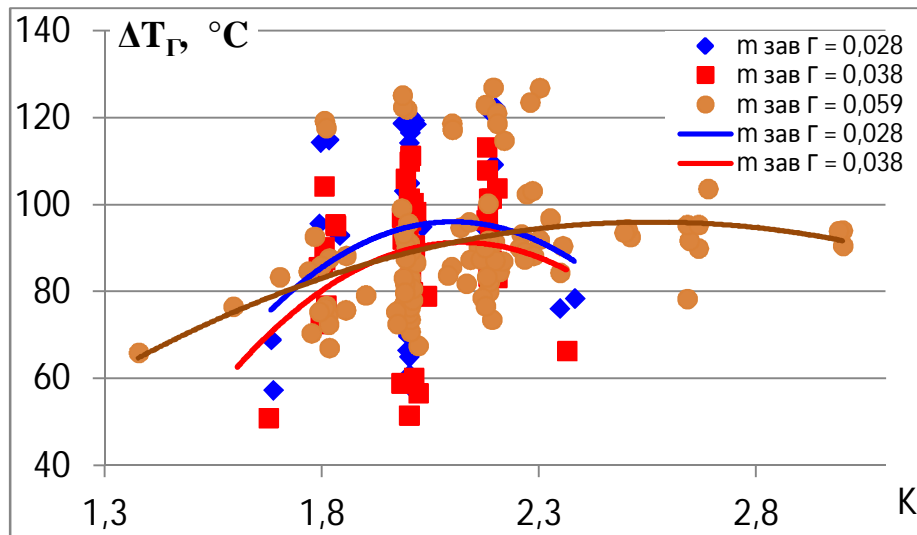


Рис. 5. Зависимость подогрева горючего от соотношения компонентов на дросселированном режиме

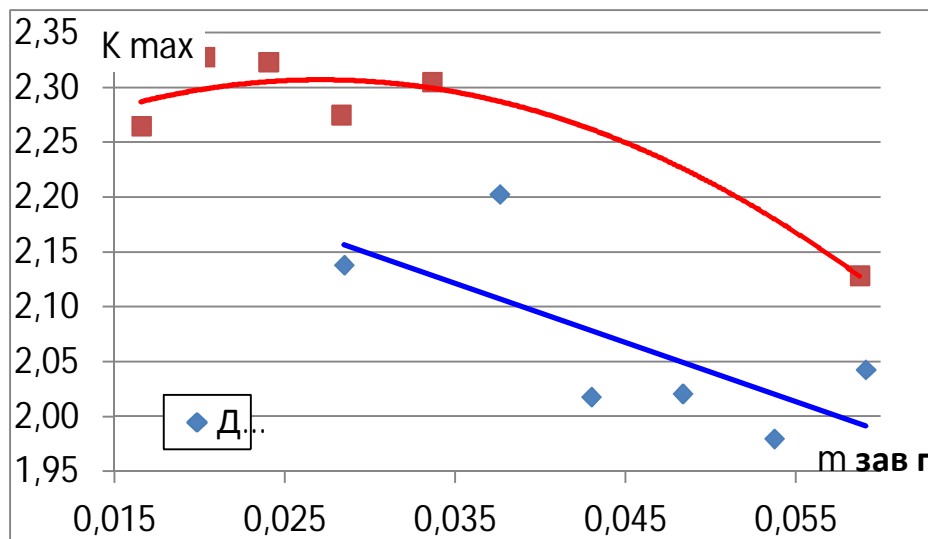


Рис. 6. Зависимость оптимального соотношения компонентов, при котором реализуется максимальная величина удельного импульса, от относительного расхода на завесу

Оптимизация смесеобразования

Смесительная головка камеры БМД укомплектована 37 двухкомпонентными коаксиальными центробежно-центробежными форсунками (рис. 7). Форсунки заимствованы без изменений с камеры двигателя РД869. Камера двигателя РД869 двухрежимная по расходу, причём оба режима отличны от режима работы камеры БМД.

Одной из особенностей коаксиальных центробежных форсунок, работающих на самовоспламеняющемся топливе, является существование конфигурации форсунки, оптимальной по удельному импульсу тяги и соответствующей определённому режиму работы (перепад дав-

лений на форсунке, расход и величина противодействия). Чувствительность работы форсунки к режиму не позволяет обеспечить её оптимальную работу в широком диапазоне изменения тяги камеры. Так, в результате отработки камер-прототипов форсунки были оптимизированы под давление в камере сгорания 41 кгс/см², что соответствует основному режиму работы двигателя РД869. На дросселированном режиме давление в камере снижается до 17,3 кгс/см², при котором форсунка работает в неоптимальном режиме по экономичности, но при этом обеспечивая акустически устойчивый рабочий процесс.

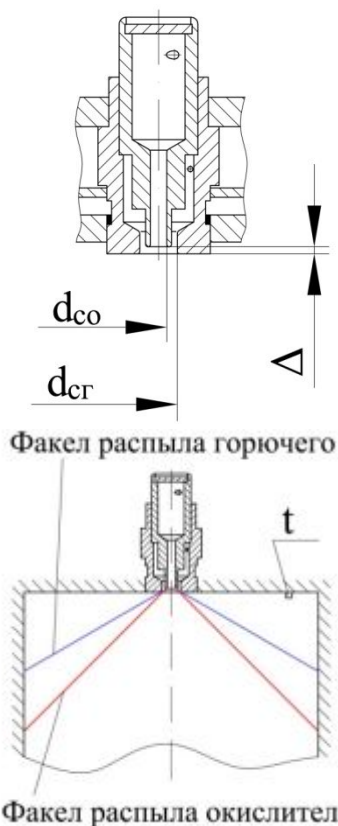


Рис. 7. Форсунка БМД и схема однофорсуночной модельной камеры сгорания (внизу)

При отработке форсунок камеры-прототипа для определения нижней границы диапазона оптимальной работы форсунки по давлению газов в камере (и соответственно величинам противодавления, расходов и количества движения пелён) были проведены специальные испытания в модельной камере сгорания (рис. 7). Модельная камера состояла из одиночной форсунки штатной конфигурации, прозрачного цилиндра из кварцевого стекла и сопла с критическим сечением. Испытания проводились в диапазоне давления газов в камере от 15 кгс/см^2 до 45 кгс/см^2 . Режим работы форсунки оценивался визуально по интенсивности свечения пламени, а также по величине температуры газов около огневого днища. Было обнаружено существование двух режимов работы форсунки. Момент перехода с одного режима на другой определялся резким изменением температуры около огневого днища (рис. 8). При давлениях в камере выше 35 кгс/см^2 измеренная температура газов у огневого

днища составляла $600^\circ\text{C} \dots 900^\circ\text{C}$, в то же время при давлении в камере менее 30 кгс/см^2 температура не превышала 200°C . Такая перестройка режима работы одиночной форсунки обусловлена влиянием противодавления и количеством движения пелён на взаимодействие конусов компонентов топлива. При давлении газов в камере более 35 кгс/см^2 форсунка работает в режиме слияния конусов. Данный режим соответствует максимальной экономичности камеры. Одной из причин повышения экономичности является жидкофазное смешение компонентов топлива в совместном конусе распыла. При давлении ниже 30 кгс/см^2 для данной форсунки всегда имеет место режим раздельной работы конусов распыла и, как следствие, происходит резкое падение экономичности рабочего процесса. Результаты исследований в модельной однофорсуночной камере подтверждаются огневыми испытаниями камер-прототипов (рис.9). Как видно из результатов испытаний, существуют два явно выраженных участка с существенно различающейся экономичностью, которые по давлению в камере соответствуют испытаниям модельной камеры. Необходимо отметить, что качественная картина, полученная на модельной однофорсуночной камере, сохранилась, несмотря на взаимодействие конусов соседних форсунок и наличие антипульсационных перегородок, припаянных к огневому днищу, которые неизбежно оказывают влияние на факелы распыла форсунок.

Давление в камере БМД составляет 20 кгс/см^2 , что однозначно указывает на работу форсунок в неоптимальном режиме. Оптимизация таких параметров, как величина заглубления торца сопла форсунки окислителя относительно сопла форсунки горючего, углов распыла, а также перепадов давления позволит поднять экономичность камеры БМД за счёт организации совместной работы конусов распыла. Оценим количественно рост экономичности.

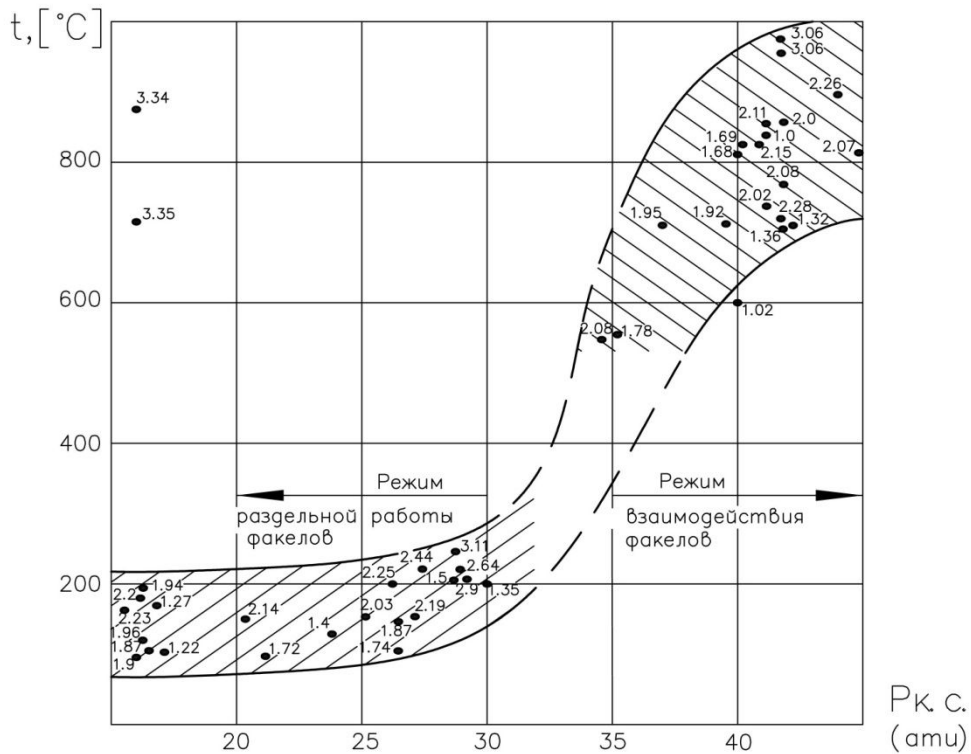


Рис. 8. Зависимость температуры газа вблизи форсунки модельной камеры от давления газов (• 1.27 – соотношение компонентов топлива)

Расчётная оценка падения расходного комплекса только за счёт снижения давления в камере при переходе с основного на дросселирующий режим составляет 0,7 сек. В то же время суммарное падение расходного комплекса за счёт изменения режима работы форсунки и падения давления в камере составляет около 4,4 сек (рис.9). Таким образом, имеем оптимистичную оценку потенциального уве-

личения расходного комплекса на уровне 3,7 сек., что для камеры БМД со штатным соплом даст прирост удельного импульса тяги примерно 6...7 сек. Столь высокий прирост, возможно, является слишком оптимистичным, но, вместе с тем, данная оценка показывает значительные потенциальные возможности по оптимизации смесеобразования.

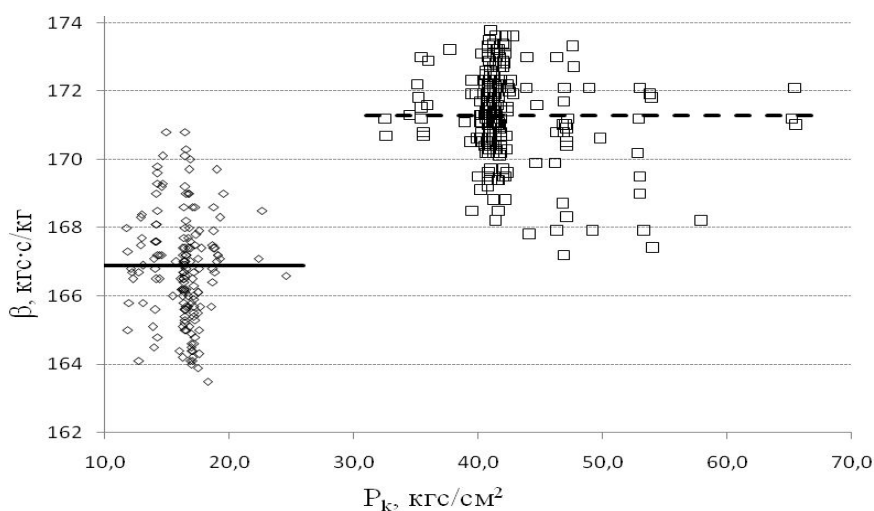


Рис. 9. Экспериментальная зависимость расходного комплекса от давления газов в камере-прототипе

Увеличение степени расширения сопла

Увеличение степени расширения сопла – один из широко применяемых способов повышения удельного импульса тяги. За счёт повышения геометрической степени расширения сопла со 102 (камера БМД) до 154 или 200, можно увеличить удельный импульс тяги на 1,7 с и 2,5 с соответственно. На окончательный выбор степени расширения сопла оказывают большое влияние компоновочные и эксплуатационные факторы: допустимые осевые или радиальные габариты, масса, возможность проведения огневых контрольно-технологических стендовых испытаний для получения характеристик при безотрывном истечении газов в сопле.

Уменьшение объёмов внутренних полостей и массы камеры

Экспериментальными исследованиями, выполненными КБ «Южное» на

опытной конструкции камеры, доказана возможность уменьшения объёмов внутренних полостей и массы камеры БМД в основном за счёт замены секции сопла, охлаждаемой окислителем, насадком радиационного охлаждения. Камера БМД, как и её прототипы, имеют радиационно-охлаждаемую секцию сопла, изготовленную из хромоникелевого сплава ХН60ВТ (рис.1). Остальная часть внутренней стенки охлаждается регенеративно двумя компонентами топлива (рис. 10). Ниобиевые сплавы с покрытием из дисилицида молибдена работоспособны в условиях работы камеры БМД при температурах 1300-1400 °С, в то время как максимальная рабочая температура применяемого в камере БМД сплава ХН60ВТ составляет 1100 °С. Теоретически применение ниобиевого сплава позволяет исключить секцию сопла, охлаждаемую окислителем.

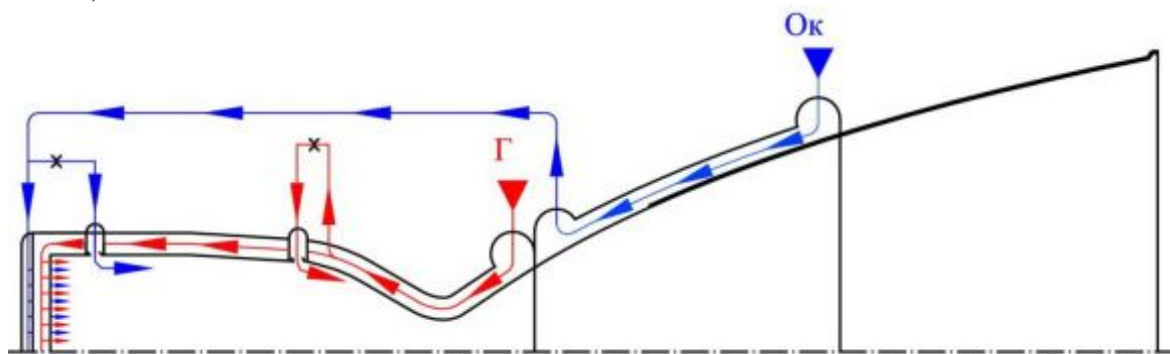


Рис. 10. Схема охлаждения камеры БМД и её прототипов

Опытная конструкция выполнена на базе камеры двигателя РД866, которая, как и камера двигателя РД869, может рассматриваться в качестве прототипа камеры БМД. Доработка опытной камеры заключалась в замене двух секций сопла (секция окислителя и радиационно-охлаждаемый насадок) на одну радиационно-охлаждаемую, изготовленную из ниобиевого сплава (Н65В2МЦ-М - переходник и ВН2АЭ - сопло) с теплозащитным покрытием. При огневых испытаниях выполнялась оценка работоспособности материала соплового насадка и сравнительная проверка двух вариантов стыковки насадка с регенеративно охлаждаемым

корпусом: резьбо-сварного и паяного соединения. В резьбо-сварном варианте конструкции (рис. 11) стыковка стального корпуса камеры и соплового насадка выполняется при помощи резьбового соединения. Для фиксации и герметизации резьбового соединения выполнялось оплавление стальной кромки на фаску в ниобиевом сопле при помощи сварки электронным лучом в вакууме.

В паяном варианте соединения применено стальное переходное кольцо, которое по конической поверхности при помощи пайки соединялось с ниобиевым соплом и, при помощи сварки – со стальным корпусом камеры. При отработке

паяного соединения варьировались марка припоя, материал переходного кольца и режимы пайки. Соединение стального корпуса и переходного кольца соплового

насадка выполнялось при помощи импульсно-дуговой сварки неплавящимся электродом без присадка.

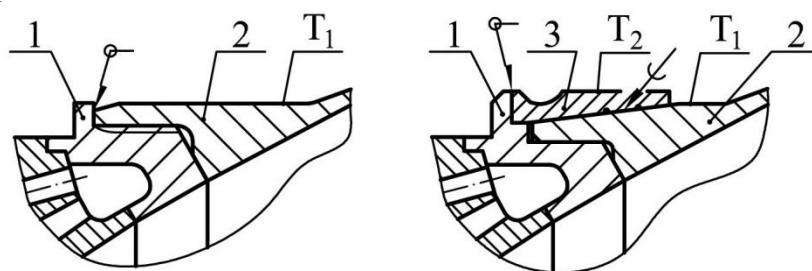


Рис. 11. Конструкция соединения сопловой насадки с охлаждаемым корпусом камеры:
 1 – регенеративно-охлаждаемая секция сопла, 2 – радиационно-охлаждаемый сопловой насадок,
 3 – переходное кольцо, T_1 – температура насадки вблизи места крепления к камере, T_2 – температура переходного кольца

Результаты огневых испытаний подтвердили работоспособность сопловой насадки из ниобиевого сплава с покрытием из дисилицида молибдена, а также работоспособность вариантов стыковки насадки к охлаждаемой секции сопла. Максимальная замеренная температура сопловой насадки не превышала 1315°C , что допустимо для штатного покрытия из дисилицида молибдена и гарантированно позволяет обеспечить заданный ресурс камеры БМД. Необходимо также отме-

тить, что огневые испытания опытной камеры проводились на заведомо более теплонапряжённых режимах, чем это имеет место в БМД.

Для количественной оценки потенциальных возможностей по уменьшению массы камеры и объёмов внутренних полостей был разработан проект модифицированной камеры БМД+ (рис. 12), в конструкции которой учтены положительные результаты испытаний ниобиевого сопловой насадки.

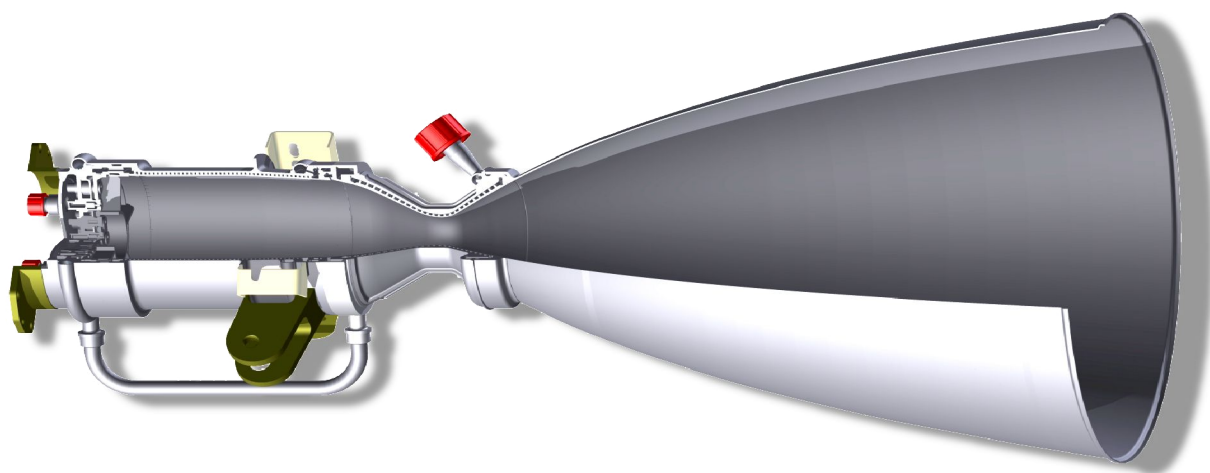


Рис. 12. Компоновка БМД+

Применение ниобиевого сопловой насадки позволило исключить секцию окислителя на сверхзвуковом участке сопла, уменьшить диаметр стыка радиационно-охлаждаемого сопловой насадки с охлаждаемым корпусом камеры, исклю-

чить перекрывной клапан окислителя (из-за уменьшения объёма полостей окислителя), снизить подогрев горючего за счёт охлаждения цилиндрического участка окислителем. Схема охлаждения БМД+ представлена на рис. 13.

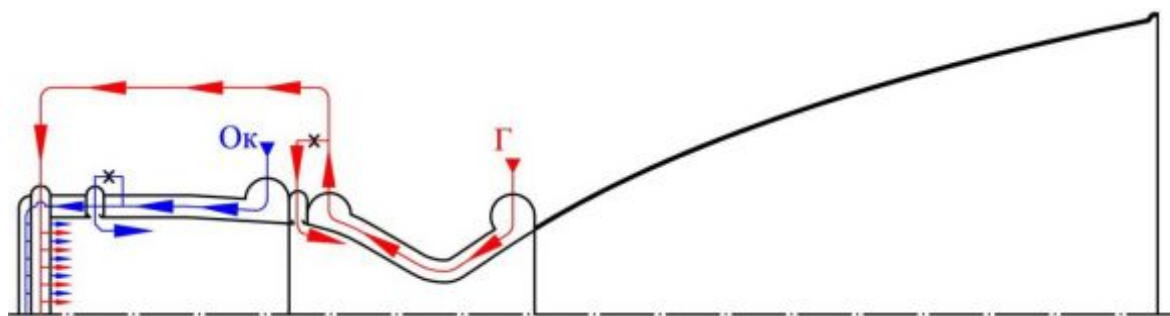


Рис. 13. Схема охлаждения БМД+

Расчёт массы камеры БМД+ показал, что при сохранении степени расширения сопла масса камеры может быть снижена с 9,4 кг до 6,0 кг.

Анализ объёмов заливки (табл. 2) показывает, что в новой конструкции существенно уменьшены объёмы внутренних полостей (от входных клапанов до огневого пространства): по тракту окислителя на 0,2765 дм³ и по тракту горючего на 0,044 дм³. При программе полёта с пятью включениями указанные изменения приводят к уменьшению выбросов топлива на 2,12 кг.

Таблица 2 - Объёмы заливки камер БМД и БМД+

Конфигурация	Тракт	Суммарный объём, л
БМД	Окислитель	0.387
	Горючее	0.139
БМД+	Окислитель	0.1104
	Горючее	0.094

Выводы

Анализ экспериментальной отработки камеры БМД и её прототипов показал

возможность существенного улучшения энергетических и массовых характеристик камеры БМД. Удельный импульс тяги камеры БМД может быть увеличен на 8...10 с за счёт комплексной оптимизации смесеобразования, параметров внутреннего завесного охлаждения, массового соотношения компонентов топлива, увеличения степени расширения сопла.

Модернизация конструкции, в основном за счёт применения соплового насадка радиационного охлаждения из ниобиевого сплава взамен применяемого в настоящее время соплового насадка из хромоникелевого сплава ХН60ВТ, позволяет:

- существенно уменьшить объём внутренних полостей камеры двигателя и, как следствие, снизить выбросы компонентов топлива при останове двигателя на 2,12 кг (при штатных пяти выключениях);
- снизить массу конструкции камеры на 36% с 9,4 кг до 6 кг.

Технические решения, связанные с внедрением ниобиевого насадка радиационного охлаждения, подтверждены положительными результатами огневых испытаний.

Библиографический список

1. De Rose L., Parmigiani P., Shnyakin V., Shulga V., Pereverzev V. Main Engine of the Vega Fourth Stage: Characteristic and Heritage // 4th International Conference of Launcher Technology "Space Launcher Liquid Propulsion", Liege, Belgium. 2002.
2. Шнякин В.Н., Переверзев В.Г., Коваленко А.Н. Экспериментальное исследование внутреннего завесного охлаждения малогабаритных камер ЖРД // Доклады международной научно-технической конференции СГАУ им. С.П. Королёва. Ч. 1. Самара: СГАУ. 2001. С. 193-197.

Информация об авторах

Коваленко Андрей Николаевич, начальник отдела, Государственное конструкторское бюро «Южное» имени М.К. Янгеля, г. Днепропетровск, Украина. E-

mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Переверзев Владимир Григорьевич, главный специалист, Государственное конструкторское бюро «Южное» имени М.К. Янгеля, г. Днепропетровск, Украина. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Марчан Роман Анатольевич, ведущий научный сотрудник, Государственное конструкторское бюро «Южное»

имени М.К. Янгеля, г. Днепропетровск, Украина. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Блишун Юрий Вячеславович, инженер-конструктор 1 категории. Государственное конструкторское бюро «Южное» имени М.К. Янгеля, г. Днепропетровск, Украина. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

EXPERIMENTAL VERIFICATION OF THE POSSIBILITY OF IMPROVING THE LIQUID PROPELLANT ROCKET ENGINE PERFORMANCE FOR THE “VEGA” LAUNCHER UPPER STAGE

© 2014 A.N. Kovalenko, V.G. Pereverzev, R.A. Marchan, Yu.V. Blishun

“Youzhnoye” State Design Office, Dnepropetrovsk, Ukraine

Successful flight missions demonstrated the high level of reliability and performance of the 4th stage liquid engine developed by the “Youzhnoye” design bureau for the “Vega” launcher. The obtained specific impulse is 3104.8 m/s which is higher than it was demanded at the initial stage of the development (3094 m/s). Meanwhile, the engine characteristics like mass or specific impulse can be further improved, which was confirmed by experimental investigations. These experimental results and further possible thrust chamber improvements such as implementation of a new radiation-cooling nozzle extension, cooling system redesign and injectors optimization are discussed and analyzed in the article.

Liquid rocket engine, thrust chamber, nozzle extension, film cooling, radiation cooling, regenerative cooling, injectors, mixing head.

References

1. De Rose L., Parmigiani P., Shnyakin V., Shulga V., Pereverzev V. Main Engine of the Vega Fourth Stage: Characteristic and Heritage // 4th International Conference of Launcher Technology “Space Launcher Liquid Propulsion”. Liege, Belgium. 2002.
2. Snyakin V.N., Pereverzev V.G., Kovalenko A.N. *Experimentallye issledovaniye vnutrennego zavesnogo okhlajdeniya malogabaritnyh kamer JRD (Experimental investigation of internal film cooling for small-sized chambers of liquid-propellant engines) // Report of international scientific and technical conference. Part 1. Samara: Samara St. Aerospace Univ. Publ., 2001. P. 193-197. (In Russ.)*

About the authors

Kovalenko Andrey Nikolaevich, Head of Department, “Youzhnoye” State Design Office, Dnepropetrovsk, Ukraine. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of Research: LRE development.

Pereverzev Vladimir Grigoryevich, Chief Specialist, “Youzhnoye” State Design Office, Dnepropetrovsk, Ukraine. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of Research: LRE development.

Marchan Roman Anatolievich, Chief Researcher, “Youzhnoye” State Design Office, Dnepropetrovsk, Ukraine. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of Research: LRE development.

Blishun Yury Vyacheslavovich, design engineer, “Youzhnoye” State Design Office, Dnepropetrovsk, Ukraine. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of Research: LRE development.

УДК 621.431.75+620.179.1

МЕТОДЫ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ ДЕТАЛЕЙ АВИАДВИГАТЕЛЕЙ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ. ВЫЯВЛЕНИЕ ГРАНИЦ ДОПУСТИМОСТИ ДЕФЕКТОВ

© 2014 Т. Д. Каримбаев, Д. С. Пальчиков

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

Для обеспечения надёжности изделий из композиционных материалов (КМ) важной технической задачей является установление опасных типов дефектов, допустимых их величин и разработки способов их обнаружения. Применительно к проблеме контроля и выявления границ допустимости технологических дефектов деталей авиадвигателей из композиционных материалов представлен комплекс методов неразрушающего контроля (НК), а также проведены экспериментальные исследования по определению влияния дефекта волокна на механические характеристики полимерного композиционного материала. Совокупное применение различных методов НК необходимо для обнаружения присущих КМ многообразных типов технологических дефектов. Дефектоскопия является неотъемлемой частью технологии переработки композиционных материалов в изделия. Испытаниями образцов с искусственно нанесёнными повреждениями волокон показано существенное их влияние на характеристики прочности при растяжении и модуль сдвига в плоскости слоя. Влияние возможных дефектов волокон на механические характеристики следует учитывать при проектировании изделий из КМ.

Неразрушающий контроль, лазерно-ультразвуковая дефектоскопия, ИК-термография, рентгеновская томография, дефект, допустимая повреждаемость.

Введение

Одним из ключевых этапов разработки технологии изготовления деталей и узлов авиационных двигателей из композиционных материалов (КМ), их моделей, конструктивно-подобных элементов и образцов является неразрушающий контроль (НК) их качества.

Многочисленными исследованиями установлено, что характерными производственными дефектами являются:

а. дефекты в волокне:

- разрывы,
- свиелитовость (искривлённость) волокон,

• несоответствие их расположения проектным требованиям;

б. дефекты в матрице:

- пористость,
- участки с повышенным или пониженным содержанием матрицы;

в. дефекты на границе раздела:

- участки сухого волокна,
- расслоения.

Указанные дефекты присущи любой технологии. Они проявляются в большей или меньшей мере в широко используемых технологиях (автоклавной техноло-

гии, технологии инфузии, намотки, пресования и др.) переработки КМ.

В ЦИАМ решается задача установления влияния технологических дефектов на прочность и жёсткость конструкции. Выявление реальных границ допустимых дефектов представляется важной технической задачей для обеспечения надёжности конструкций из КМ.

Для решения поставленных целей в ЦИАМ используется комплекс методов НК.

Лазерно-ультразвуковая дефектоскопия

Особенности метода

Метод основан на принципе генерации широкополосных ультразвуковых (УЗ) сигналов при поглощении коротких лазерных импульсов в специальном оптико-акустическом (ОА) генераторе. Возбуждаемый в ОА-генераторе УЗ сигнал распространяется в исследуемый объект, где рассеивается назад на неоднородностях структуры. После чего рассеянный сигнал, несущий информацию об акустических свойствах и структуре объекта, регистрируется широкополосным пьезоприёмником (рис. 1).

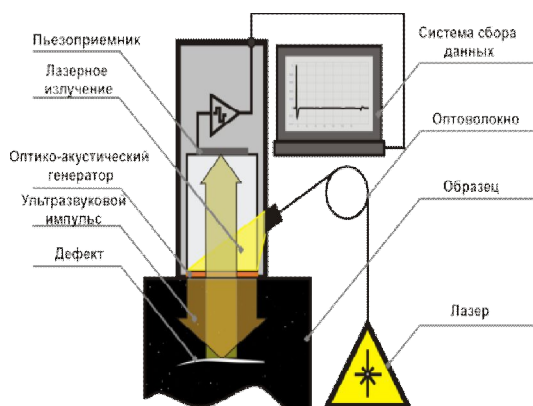


Рис. 1. Принцип работы лазерно-ультразвукового преобразователя (ПЛУ)

Метод обладает рядом преимуществ по сравнению с традиционными методами ультразвукового контроля. Специфика генерируемого акустического импульса такова, что при одинаковых центральных частотах УЗ сигналов длительность импульса лазерного ультразвука в 6-7 раз меньше, чем для пьезо-ультразвука, что позволяет достичь разрешения в 30-50 мкм. Раздельная генерация и регистрация акустических импульсов в преобразователе приводит к принципиальному отсутствию «мёртвой зоны». Метод чувствителен к знаку изменения импеданса среды, в которой распространяется импульс, что позволяет отличать такие дефекты, как трещины (пустоты) и плотные включения. Малый диаметр пробного акустического импульса приводит к повышенной чувствительности при регистрации дефектов малой площади.

По техническому заданию ФГУП ЦИАМ Международный Лазерный Центр МГУ разработал на основе описанного метода лазерно-ультразвуковой дефектоскоп УДЛ-4 (рис. 2). Установка автоматизирована при помощи трёхкоординатной портальной системы позиционирования, что сводит к минимуму влияние оператора на результат контроля.

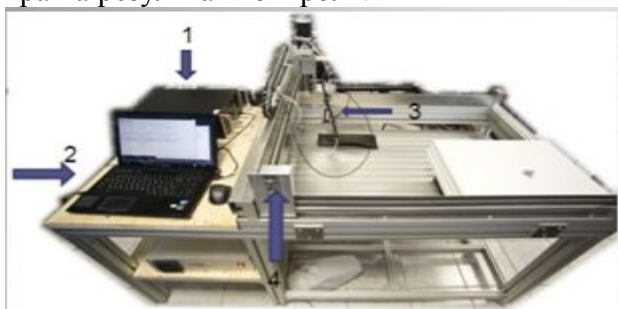


Рис. 2. Автоматизированная система контроля УДЛ-4

Результатом автоматического сканирования фактически является матрица А-сканов изделия в различных его точках. Данная матрица несёт 3D информацию о внутренней структуре объекта по всему его объёму. С помощью специально разработанного программного обеспечения полученные данные отображаются в удобной форме (в виде сечений) для дальнейшего анализа их оператором (рис.3).

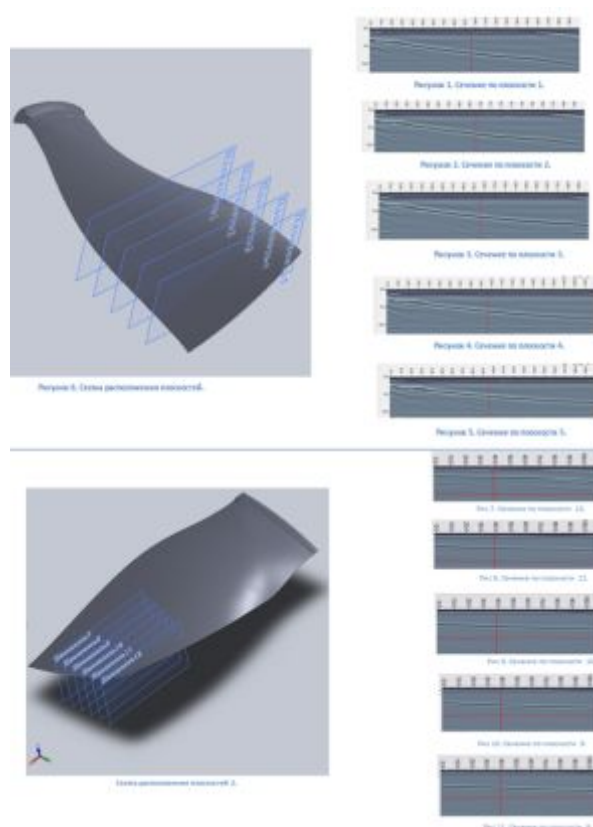


Рис. 3. Результаты исследования лопатки вентилятора из ПКМ

Отработка методики определения внутренних дефектов изделий из КМ при помощи УДЛ-4

Для отработки методики определения внутренних дефектов в изделиях из КМ был изготовлен тестовый образец в виде пластины из углепластика с искусственно заложенными внутренними дефектами (расслоения, избыток связующего, недостаточная пропитка внутренних слоёв композита, инородные включения). При помощи УДЛ-4 удалось выявить все дефекты, некоторые из которых представлены на рис. 4.

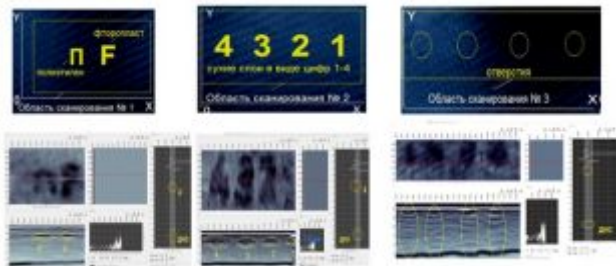


Рис. 4. Отработка методики определения внутренних дефектов изделий из КМ (тестовый образец)

Результаты исследования деталей АД из КМ при помощи УДЛ-4

Ниже представлены результаты исследования закрылка, выполненного из углепластика с закладным элементом (углепластиковым стержнем), проходящим по всей его длине. Вследствии сложной геометрии исследуемого объекта и ограничений угла наклона преобразователя, сканирование проводилось по предварительно обозначенным зонам (рис. 5).

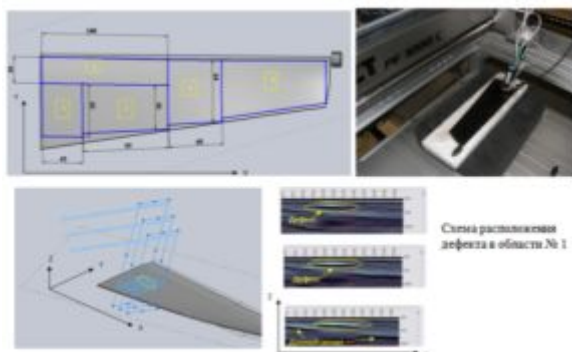


Рис.5. Результаты УЗ исследования закрылка из ПКМ

Кроме представленной на рис. 5 дефектной области, в других зонах закрылка также были выявлены неоднородности. Общая карта дефектов исследуемого изделия представлена на рис. 6.

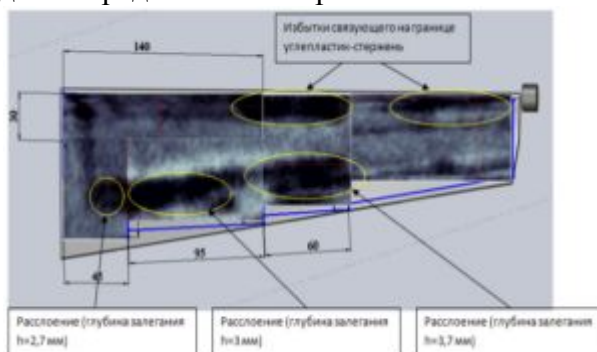


Рис. 6. Карта дефектов

Измерение динамических модулей упругости при помощи УДЛ-4

Лазерно-ультразвуковой дефектоскоп УДЛ-4 также позволяет определять динамические модули упругости КМ путём измерения скорости распространения ультразвуковой волны в заданном направлении при помощи специального преобразователя. Динамический модуль упругости в заданном направлении вычисляется по известным соотношениям на основе измеренной скорости и известной плотности материала. На рис. 7 показан процесс измерения в восьми направлениях динамических модулей упругости лопатки вентилятора из углепластика.

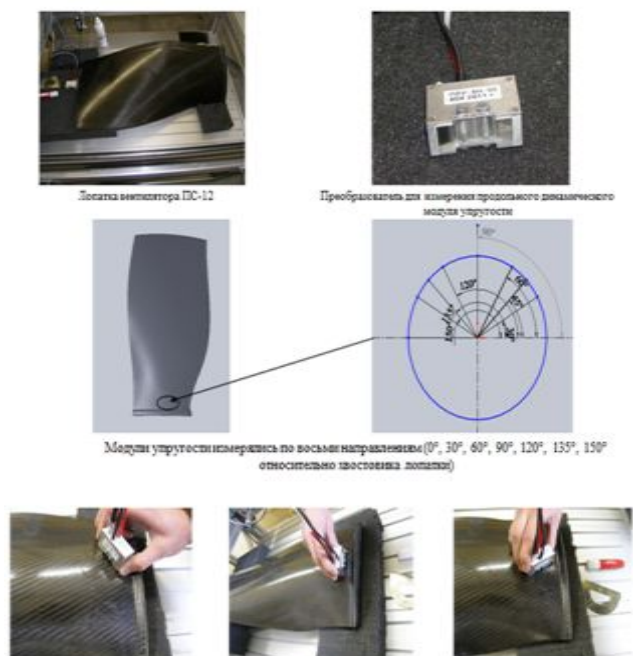


Рис. 7. Измерение динамических модулей упругости лопатки вентилятора в области хвостовика

ИК-термография

Термографический метод НК основан на измерении температурного поля объекта исследования при его нагреве или охлаждении. Дефекты приводят к неоднородности температурного поля, что фиксируется термографом «Иртис 2000» (рис. 8).



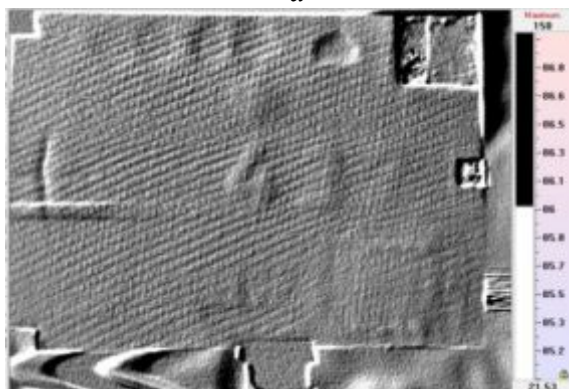
Рис. 8. ИК-термограф «Иртис 2000»

Ниже приведены исследования тестового образца (рис.4) с различными видами дефектов.

На рис.9, 10 представлены термограммы тестовой пластины.



а



б

Рис. 9. Пластина из углепластика с искусственно заложенными технологическими дефектами (а) и её термограмма (б)

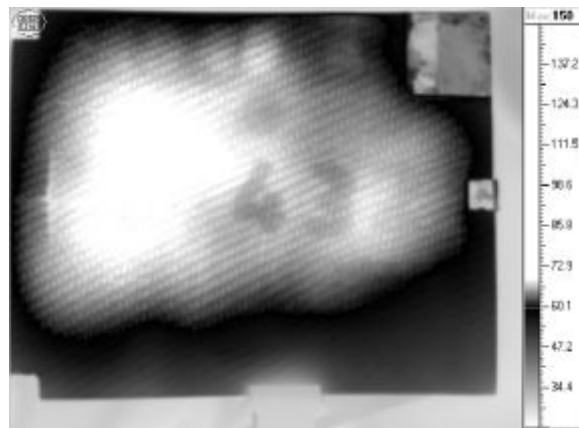


Рис. 10. Термограмма тестовой пластины

ИК-термография является экспресс - методом НК, не требующим больших временных затрат на исследование. Однако, не все виды дефектов удаётся обнаружить этим методом. Так, например, не определялся дефект в виде инородного включения (металлической вставки). Метод также не даёт полной информации о размере и глубине залегания дефекта.

В ЦИАМ ИК-термография использовалась для определения начала разрушения в динамических испытаниях лопатки турбины (рис.11). Процесс разрушения лопатки в ходе испытания на динамическом вибростенде сопровождается локальным повышением температуры в окрестности повреждённой области.

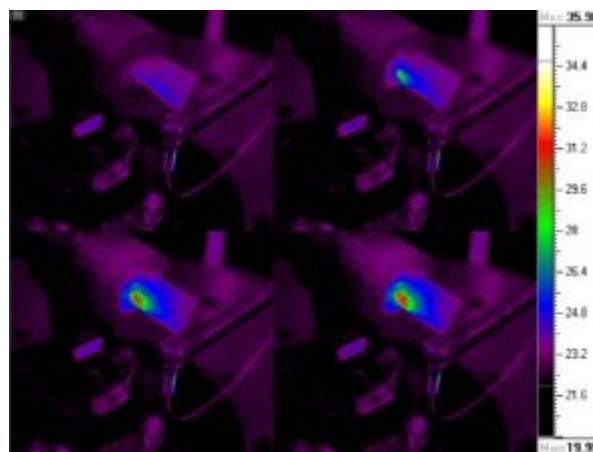


Рис. 11. Разогрев зоны разрушения лопатки турбины в процессе испытаний на МнЦУ

Рентгеновская томография

Одним из перспективных методов НК является рентгеновская компьютерная томография. Содействие д.т.н. Э.И. Вайнберга позволило при помощи высокоэнер-

гетического компьютерного томографа «Проминтро» исследовать на наличие внутренних дефектов изготовленные в ЦИАМ из КМ рабочие лопатки вентилятора, рабочее колесо турбины, тела качения подшипников.

Установка позволяет реконструировать 3D-модель объекта контроля по сечениям и получить полную картину внутренней структуры материала. На рис. 12 представлены томограммы рабочей лопатки вентилятора из полимерного КМ (ПКМ). При исследовании в области хвостовика были обнаружены зоны пониженной плотности, что свидетельствует о недостаточной пропитке.

Метод томографии эффективен при контроле составных конструкций сложной формы, например, рабочего колеса (РК) турбины высокого давления (рис. 13).

Обнаруженные расслоения в наружном кольце и трещины в штифтах устранены до проведения испытаний.

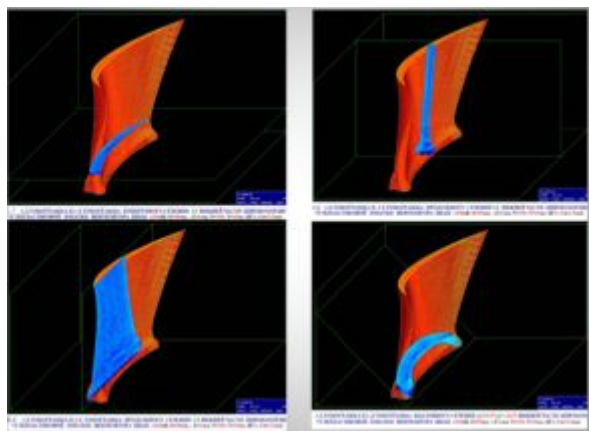


Рис. 12. Томограммы лопатки вентилятора из ПКМ

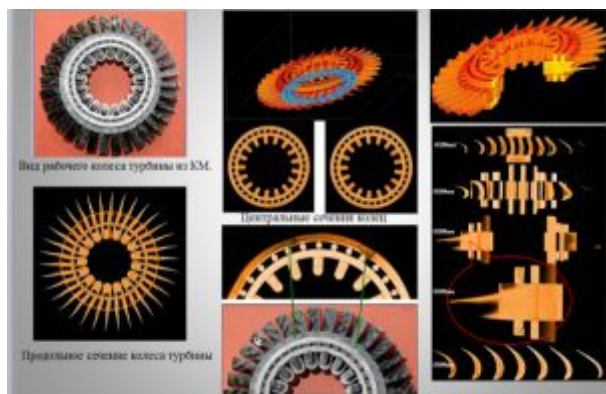


Рис. 13. Результаты рентгеновского контроля заготовки РК турбины из ПКМ

Как уже было показано выше, метод применим к изделиям любой геометрии. Ниже приведены результаты контроля шариков подшипников из керамического КМ на наличие рыхлостей в структуре и пористости (рис. 14).

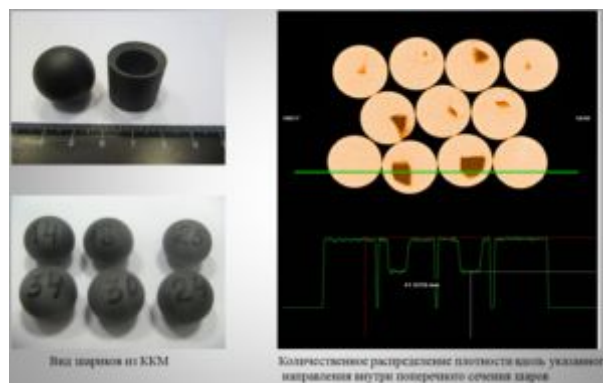


Рис. 14. Результаты исследования шариков из ККМ

Выявлены «провальные» зоны плотности материала шаров, достигающие до 56% по сравнению с бездефектными областями.

Задачи контроля технологических дефектов деталей из КМ

Совокупное использование описанных методов НК позволяет установить технологические дефекты различного вида, различных размеров и их место расположения в изделиях из КМ. Изделия из КМ, как правило, всегда содержат изъяны и одновременно они являются дорогостоящими. В этой ситуации важно иметь руководство о допустимых в изделии несовершенствах. Руководства являются сводом правил, построенным на обобщении практики проектирования деталей из КМ. Однако, в существующих руководствах (например, АМС 20-29) приводится только качественная классификация производственных дефектов и эксплуатационных повреждений. Фрагмент такой квалификации приведён на рис.15. Описанные в АМС 20-29 и других документах границы допустимых повреждений, общие для всех видов повреждений, для всех типов деталей и для любых условий эксплуатации, недостаточны для непосредственного использования.

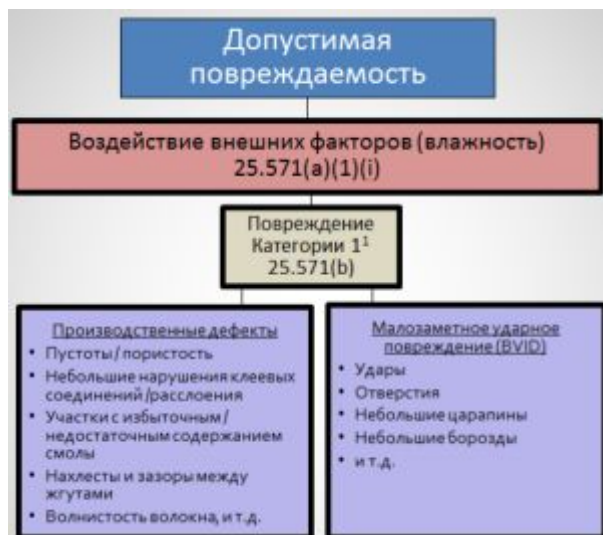


Рис.15. Классификация производственных дефектов и повреждений

Такой документ с конкретными видами повреждений, с конкретными их размерами и местом расположения должен быть разработан для каждой ответственной детали авиационного двигателя. Так как условия эксплуатации для конкретной детали двигателя при этом становятся более определёнными, то указанная выше конкретизация допустимых повреждений становится разрешимой технической задачей. Решение её актуально для квалификации детали. Такая задача решается в ЦИАМ, в частности, применительно к проблеме создания рабочей лопатки вентилятора из полимерных КМ.

Экспериментальные исследования влияния дефекта волокна на механические характеристики КМ

На первом этапе по экспериментальному определению допустимости технологических дефектов были выполнены работы по выявлению влияния дефекта волокна на механические характеристики углепластика. Для этого были спроектированы и изготовлены три пластины из 18-слойного углепластика длиной $L = 280$ мм, шириной $b = 200$ мм и толщиной $h = 3,8$ мм с различным количеством симметрично расположенных повреждённых слоёв:

- первый тип пластины – с 9-ю поврежденными слоями ткани из 18 (50%),
- второй тип пластины – с 6-ю поврежденными слоями ткани из 18 (33,3%),

• третий тип пластины – с 3-мя поврежденными слоями ткани из 18 (16,6%).
На рис. 16 приведено место расположения повреждённых слоёв в трёх типах изготовленных пластин.

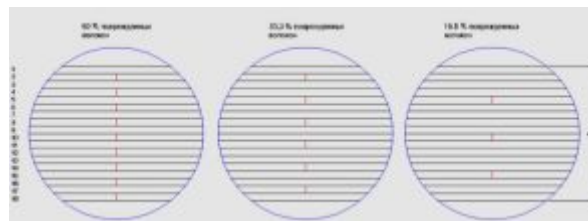


Рис. 16. Схема распределения повреждённых слоёв по толщине углепластика

Предварительно каждая из изготовленных пластин была подвержена контролю отработанными методами НК:

- ИК-термографии,
- лазерно-ультразвуковой дефектоскопии.

На рис.17 представлен результат анализа с помощью ИК-термографии пластины с 50% содержанием повреждённых слоёв.

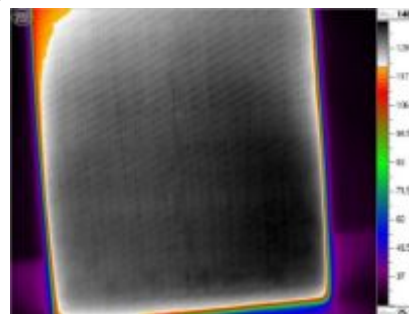


Рис. 17. Термограмма пластины с дефектами волокна

На рис. 18 представлены результаты лазерно-ультразвуковой (ЛУЗ) дефектоскопии. Пластина с 50% содержанием поврежденных слоёв исследовалась в сечении с повреждениями.

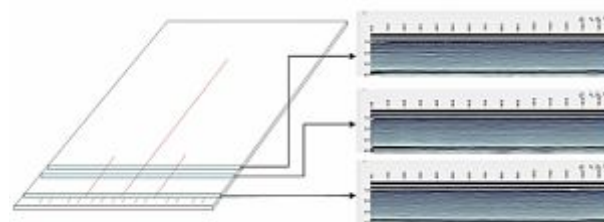


Рис. 18. Результаты ЛУЗ контроля дефектных областей пластины

Производственный дефект в виде повреждения 50% слоёв углепластика не

удалось обнаружить ультразвуковым и тепловым методами НК. Предположительно, рассматриваемый вид повреждения может быть обнаружен при помощи компьютерной рентгеновской томографии. В соответствии с существующими руководствами, в том числе, АМС 20-29, нет оснований забраковать образец. Далее из каждой пластины по разработанной схеме, приведённой на рис. 19, были вырезаны образцы для испытаний. Такими образцами являются

– 9 образцов для испытаний на растяжение (ГОСТ 25.601-80), из которых 7 образцов имеют дефектные слои и 2 образца контрольные бездефектные;

– 14 образцов для испытаний на межслоевой сдвиг (ASTMD2344), из которых 7 образцов имеют дефектные слои и 7 образцов контрольные бездефектные;

– 9 образцов для испытаний на сдвиг в плоскости слоя (ASTMD5379), из которых 6 образцов имеют дефектные слои и 3 образца контрольные бездефектные.

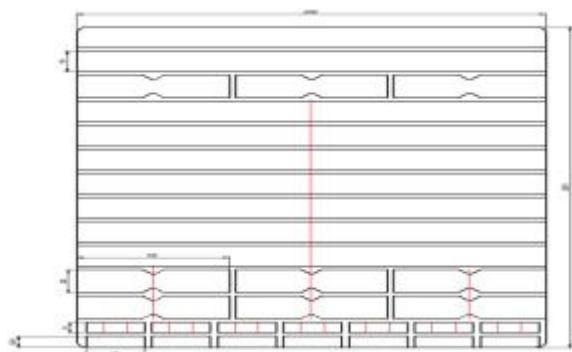


Рис.19. Схема расположения дефектов волокон в пластине

На рис. 20 приведены фотографии подготовленных образцов, на которых бе-

лым маркером помечены области расположения дефектных слоёв.



Рис. 20. Подготовленные для испытаний образцы

Испытания на растяжение

На рис. 21 приведены диаграммы деформирования при растяжении образцов с 50% повреждённых волокон, а также двух бездефектных образцов.

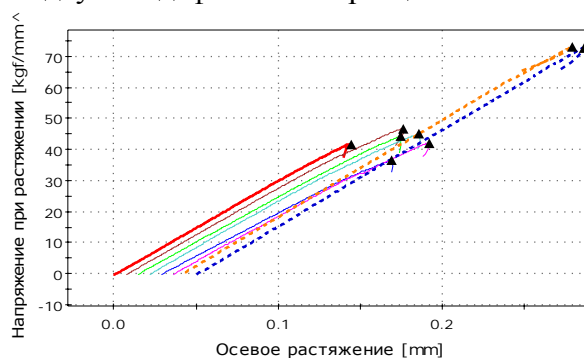


Рис. 21. Результаты испытаний образцов с 50% повреждённых волокон

На диаграмме пунктирными линиями отмечены кривые деформирования образцов без дефектов. Предел прочности образцов с дефектом составил 60% от предела прочности бездефектного образца. Результаты испытаний всех образцов, в том числе с 33,3% и 16,6% повреждённых волокон, приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Сравнительные данные характеристик материала

Характеристика	Без повреждений	16,6 % повреждений	33,3 % повреждений	50 % повреждений
Модуль упругости E_1 , кг/мм ²	7801,19	7652,52	7602,9	7512,78
Коэффициент Пуассона μ_{12}	0,0552	0,0434	0,0550	0,0466
Коэффициент Пуассона μ_{13}	0,4985	0,5050	0,5650	0,6292
Предел прочности при растяжении σ_{11} , кг/мм ²	71,13	62,48	56,24	42,68
Предельная деформация ϵ_1 , %	0,960	0,919	0,826	0,623
Предел прочности при межслоевом сдвиге τ_{13} , кг/мм ²	4,467	---	---	4,880
Модуль сдвига в плоскости слоя G_{12} , кг/мм ²	453,179	---	---	392,64
Предел прочности при сдвиге в плоскости слоя τ_{12} , кг/мм ²	7,88	---	---	8,72

Испытания на межслоевой сдвиг

Испытания проводились согласно ASTM D2344. На рис. 22 показана схема нагружения и месторасположение повреждённых слоёв.

По результатам испытаний методом «короткой балки» дефектных и бездефектных образцов на межслоевой сдвиг не выявлено влияние повреждений на характеристики сдвиговой прочности материала (табл. 1).

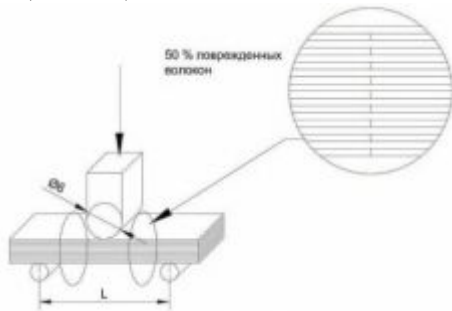


Рис. 22. Схема нагружения при испытаниях на межслоевой сдвиг

Следует также отметить, что характер разрушения бездефектных образцов и образцов с повреждениями идентичен (рис.23).

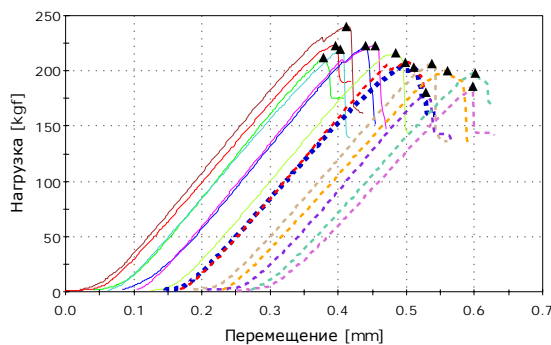


Рис.23. Кривые деформирования дефектных (пунктирная линия) и бездефектных образцов при испытаниях на межслоевой сдвиг

Рассмотренный тип повреждений слоёв для напряжённого состояния, обусловленного изгибом, не влияет на характеристику межслоевой прочности.

6.3 Испытания на сдвиг в плоскости слоя

Для испытаний на сдвиг в плоскости слоя использовались образцы с V-образным вырезом (рис. 24).

По результатам испытаний образцов с 50% повреждённых волокон выявлено снижение модуля сдвига на 13 % по сравнению с бездефектными образцами. На рис. 25 приведены кривые деформирования образцов при сдвиге в плоскости слоя.

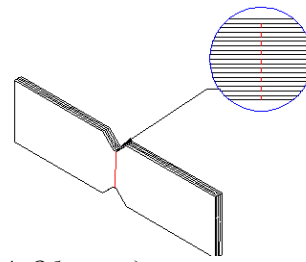


Рис. 24. Образец для испытаний на сдвиг в плоскости слоя (ASTM D5379)

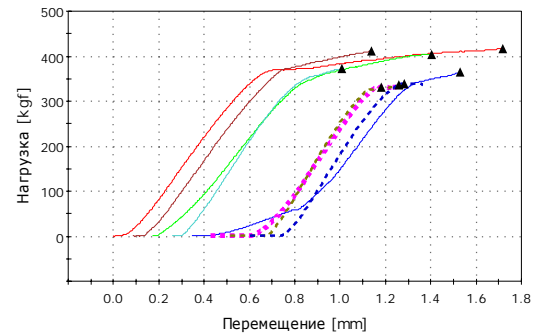


Рис. 25. Кривые деформирования образцов при сдвиге в плоскости (сплошная линия-образцы с дефектами волокна, пунктирная-бездефектные)

Наличие 50% дефектных волокон существенно не повлияло на сдвиговую прочность в плоскости слоя.

Анализ результатов

Обобщённые результаты испытаний вырезанных из трёх пластин образцов с дефектами и без них приведены в табл. 1.

Испытаниями показано, что наличие дефектных слоёв в наибольшей степени сказывается на пределе прочности при растяжении. Зависимость отношения пределов прочности образцов с дефектами к пределу прочности бездефектных образцов (σ_v^* и σ_v — предел прочности образцов с дефектами волокна и без них) приведена на рис.26.

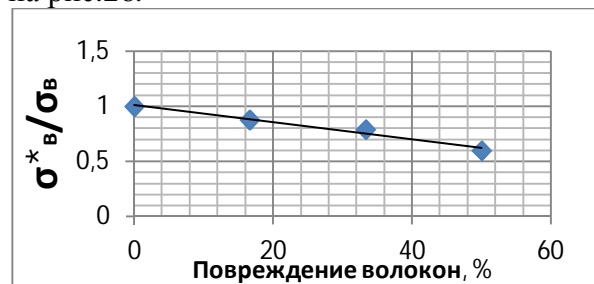


Рис. 26. Зависимость предела прочности при растяжении от процентного содержания дефектных волокон

В испытаниях на растяжение дефектных и бездефектных образцов обнаружено не только отличие в величине

пределных напряжений, но и в самом характере разрушения. На рис. 27 видны некоторые различия в характере разрушения образцов в зависимости от степени повреждения.



Рис. 27. Фотографии разрушенных образцов с различным содержанием дефектных слоёв ткани (снизу - вверх: 50%, 33,3%, 16,6%, 0% повреждённых волокон)

Бездефектные образцы разрушались с одновременным расслоением и разрыхлением материала в области разрушения. Область расслоения материала снижалась по мере увеличения дефектных слоёв. Образцы с 50% содержанием повреждённых

ных слоёв ткани разрушались хрупко без видимого расслоения материала.

1. Заключение

Для обеспечения надёжности изделий из КМ важной технической задачей является установление опасных типов дефектов, допустимых их величин и разработки способов их обнаружения.

Совокупное применение различных методов НК необходимо для обнаружения присущих КМ многообразных типов технологических дефектов.

Дефектоскопия является неотъемлемой частью технологии переработки композиционных материалов в изделия.

Испытания образцов с искусственно нанесёнными повреждениями волокон показали существенное их влияние на характеристики прочности при растяжении и модуль сдвига в плоскости слоя. Влияние возможных дефектов волокон на механические характеристики следует учитывать при проектировании изделий из КМ.

Библиографический список

1. Ермолов И.Н., Ланге Ю.В. Неразрушающий контроль. Т. 3. Ультразвуковой контроль. М: Машиностроение, 2004. 864 с.
2. Karabutov A.A., Kershtein I.M., Pelivanov I.M., Podymova N.B. Laser ultrasonic investigation of the elastic properties of unidirectional graphite-epoxy composites // Mechanics of Composite materials. 1998. V. 34, no. 6. P. 575-582.
3. Wu T.-T., Liu Y.-H. One the measurement of anisotropic elastic constants of fiber reinforced composite plate using ultrasonic bulk wave and laser generated Lamb wave // Ultrasonics. 1999. V. 37, no. 6. P. 405-412.
4. Вайнберг Э.И., Вайнберг И.А. Универсальные компьютерные томографы для отработки технологии и сертификации отечественных промышленных изделий. Критерии выбора // Двигатель. 2011. № 4 (76). С. 22-27

Информация об авторах

Каримбаев Тельман Джамалдинович, доктор технических наук, профессор, начальник отдела, Центральный институт авиационного моторостроения имени П. И. Баранова, г. Москва. E-mail: karymbayev@ciam.ru. Область научных интересов: конструкционная прочность керамических и композиционных материалов.

Пальчиков Денис Сергеевич, инженер, Центральный институт авиационного моторостроения имени П. И. Баранова, г. Москва. E-mail: palchikov@rtc.ciam.ru. Область научных интересов: конструкционная прочность керамических и композиционных материалов.

**NON-DESTRUCTIVE TESTING OF AIRCRAFT ENGINE PARTS
MADE OF COMPOSITE MATERIALS.
IDENTIFYING THE LIMITS OF ACCEPTABLE DEFECTS**

©2014 T.D. Karimbayev, D.S. Palchikov

Baranov Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation

An important engineering challenge of providing the reliability of products made of composite materials (CM) is the identification of dangerous types of defects, their permissible values and developing techniques for their detection. A set of techniques of non-destructive testing (NDT) is presented as applied to the problem of monitoring and identification of the acceptable limits of technological defects of aircraft engine parts made of composite materials. The paper also includes experimental tests aimed at determining the effect of a fiber defect on the mechanical characteristics of a polymer composite material. Joint use of different NDT techniques is necessary for the detection of multiple types of technological defects typical for CMs. Defect detection is an integral part of the processing of composite materials into products. Test samples with artificially damaged fibers show their significant influence on tensile strength characteristics and shear modulus in the plane of the layer. The effect of possible defects on the mechanical characteristics of fiber should be considered when designing CM products.

Nondestructive testing, laser-ultrasonic testing, infrared thermography, X-ray tomography, defect, allowable damage rate.

References

1. Yermolov I.N., Lange Yu.V. Nerazrushayushchiy kontrol'. T. 3. Ul'trazvukovoy kontrol' [Non-destructive testing. T. 3. Ultrasonic testing]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2004. 864 p.
2. Karabutov A.A., Kershtein I.M., Pelivanov I.M., Podymova N.B. Laser ultrasonic investigation of the elastic properties of unidirectional graphite-epoxy composites // Mechanics of composite materials. 1998. V. 34, no. 6. P. 575-582.
3. Wu T.-T., Liu Y.-H. One the measurement of anisotropic elastic constants of fiber reinforced composite plate using ultrasonic bulk wave and laser generated Lamb wave // Ultrasonics. 1999. V. 37, no. 6. P. 405-412.
4. Weinberg E.I., Weinberg И.А. Universal computer tomography for the development of technology and certification of industrial products. Selection Criteria // Dvigatel'. 2011. No. 4(76). P. 22-27. (In Russ.)

About the authors

Karymbayev Telman Djalmaldinovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of Department, Central Institute of Aviation Motors named after Baranov P.I., Moscow. E-mail: karymbayev@ciam.ru. Area of Research: structural strength of ceramic and composite materials.

Palchikov Denis Sergeevich, engineer, Central Institute of Aviation Motors named after Baranov P.I., Moscow. E-mail: palchikov@rtc.ciam.ru. Area of Research: structural strength of ceramic and composite materials.

УДК 621.813+534.933

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ НЕУСТОЙЧИВОСТЬ ДИНАМИКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

© 2014 М.И. Курушин, В.Б. Балякин, С.А. Курушин

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

Проведено аналитическое исследование процессов возбуждения вибрации зубчатыми колёсами. В статье рассматривается упругая модель зубчатого зацепления без учёта податливости опор. Показано, что причиной возникновения параметрических колебаний являются периодическое изменение усилий в зацеплении при переходе от однопарного к двухпарному зацеплению и наоборот. Динамикой упругой системы можно управлять с помощью коэффициента перекрытия ε в зацеплении зубчатых колёс, который не зависит от передаваемой мощности. Величины зон неустойчивости зависят как от частот вращения зубчатых колёс, так и от степени перекрытия в зацеплениях зубьев, при всех частотах вращения зубчатых колёс, кроме равных удвоенным первым частотам, имеются по несколько зон неустойчивости и устойчивой работы упругих систем. Все зоны потери устойчивости и резонансов находятся в областях смены фаз вибрации, при этом если до зоны неустойчивости или резонанса максимальные усилия были в областях однопарного зацепления, то после прохождения указанных зон наоборот – максимальные усилия в зацеплениях будут в областях двухпарного зацепления.

Зубчатые колёса, однопарное зацепление, параметрические колебания, неустойчивость.

Существенное влияние на работоспособность и прочность зубчатых колёс оказывают крутильные и изгибные колебания. Данной проблеме посвящён целый ряд работ как у нас в стране [1,2], так и за рубежом [3].

При однопарном зацеплении зубчатых колёс наиболее мощным возбудителем динамических процессов является периодическое пересопряжение зубьев в процессе зацепления – периодическое вхождение в зону зацепления и выход из неё то одной, то двух пар зубьев [4]. При этом, естественно, периодически скачкообразно (примерно в два раза) изменяется и жёсткость самого зацепления. Соответственно периодически изменяется жёсткость и всей упругой системы двигателя вместе с зубчатыми колёсами, которые входят в эту упругую систему, что и приводит к её неустойчивости [5].

Для выяснения характеристик возбуждения при пересопряжении зубьев предложена упругая модель одной зубчатой пары. На рис. 1 показана такая модель зацепления зубьев. В модели используется ряд допущений. В любом положении зацепления представляется абстрактной упругостью (пружиной), жёсткость которой периодически изменяется в процессе относительного вращения колёс. Кроме то-

го, массовые моменты инерции J зубчатых колёс приведём к сосредоточенным массам m на радиусах r_0 их основных окружностей: $m_1 = J_1/r_{o1}$ и $m_2 = J_2/r_{o2}$.

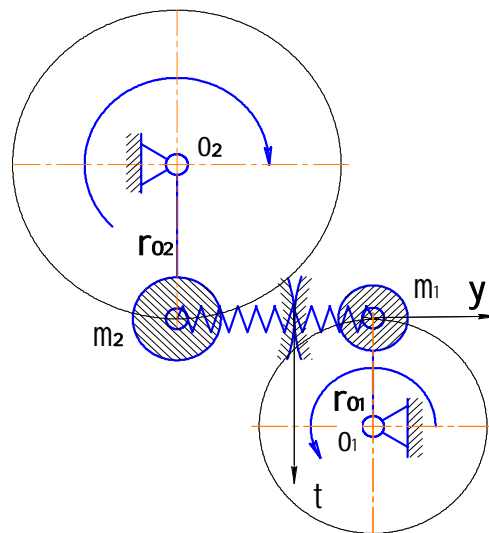


Рис. 1. Упругая модель зубчатого зацепления без учёта податливости опор

При заданном постоянном режиме работы зубчатые колёса вращаются равномерно, а вибрация возникает только за счёт периодического изменения жёсткости в зацеплениях. Тогда с определённой точностью крутильные колебания зубчатых колёс относительно их равномерного вращения можно представить в виде вибрации приведённых масс по линии зацеп-

ления. Ещё делаем допущение, что сами зубья не инерционные, а их масса включаются в массы самих зубчатых колёс. Нормальное усилие F , действующее на массу ведущего зубчатого колеса вдоль линии зацепления, в процессе динамического движения принимаем постоянным и достаточным, чтобы зубья контактировали только с рабочей стороны. Принимаем, что зазоры в зацеплениях зубьев отсутствуют. И, наконец, для упрощения решения задачи, не будем учитывать демпфирование в упругой системе.

Теперь попытаемся аналитически проверить параметрическую динамику такой одномассовой упругой системы на устойчивость при любом значении коэффициента перекрытия. Уравнения движения зубьев шестерни и колеса соответственно будут:

$$m_1 d^2 y_1 / dt^2 = C y_2 - C y_1 ;$$

$$m_2 d^2 y_2 / dt^2 = -C y_2 + C y_1 .$$

Здесь C - жёсткость зацепления, которая периодически может принимать значения то жёсткости однопарного зацепления - C_1 , то жёсткости двухпарного зацепления - C_2 . Так как нас интересует в данном случае относительное движение зубчатых колёс, то можно свести эти два дифференциальных уравнения к одному, введя относительную координату $y = y_1 - y_2$.

Тогда дифференциальное уравнение колебаний зубчатых колёс в относительном колебательном движении будет

$$d^2 y / dt^2 = d^2 y_1 / dt^2 - d^2 y_2 / dt^2$$

или

$$d^2 y / dt^2 + C(1/m_1 + 1/m_2) = 0 .$$

Введя обозначение приведённой массы $1/m = (1/m_1 + 1/m_2)$, окончательно получим дифференциальное уравнение динамики пары зубчатых колёс в их относительном (колебательном) движении в виде

$$d^2 y / dt^2 + C / m = 0 .$$

Это однородное дифференциальное уравнение без правой части. Общие реше-

ния такого уравнения будем искать в форме

$$y = A \sin(pt) + B \cos(pt) ,$$

где A и B произвольные постоянные, которые определяются по начальным условиям движения, p - собственная частота колебаний упругой системы, t - время.

Тогда можем записать:

$y_1 = A \sin(p_1 t) + B \cos(p_1 t)$ - для зоны однопарного зацепления;

$y_2 = N \sin(p_2 t) + M \cos(p_2 t)$ - для зоны двухпарного зацепления.

Здесь $p_1 = (C_1/m_1)^{1/2}$ и

$p_2 = (C_2/m_2)^{1/2}$ - собственные частоты колебания упругой системы соответственно в зонах однопарного и двухпарного зацеплений. Соответствующие скорости перемещений получим в виде:

$y_1^1 = A p_1 \cos(p_1 t) - B p_1 \sin(p_1 t)$ - в зоне однопарного зацепления ;

$y_2^1 = N p_2 \cos(p_2 t) - M p_2 \sin(p_2 t)$ - в зоне двухпарного зацепления.

Четыре произвольных постоянных можно определить по следующим граничным и начальным условиям. В зоне сопряжения двухпарного и однопарного зацеплений зубьев (при $t = t_2$) в силу непрерывности движения необходимо, чтобы перемещения и скорости были одинаковыми: $y_2(t_2) = y_1(t_2)$ и $y_2^1(t_2) = y_1^1(t_2)$. Или, записывая полностью:

$$N \sin(p_2 t_2) + M \cos(p_2 t_2) =$$

$$A \sin(p_1 t_2) + B \cos(p_1 t_2);$$

$$N p_2 \cos(p_2 t_2) - M p_2 \sin(p_2 t_2) =$$

$$A p_1 \cos(p_1 t_2) - B p_1 \sin(p_1 t_2).$$

Теперь предположим, что движение будет неустойчивым, и что в конце периода зацепления T_3 перемещения и скорости будут больше перемещения и скорости в начале периода зацепления:

$$y_1(T_3) = \lambda y_2(0) \text{ и } y_1^1(T_3) = \lambda y_2^1(0),$$

где $\lambda > 1$. Или, записывая полностью:

$$A \sin(p_1 T_3) + B \cos(p_1 T_3) = \lambda M ;$$

$$A p_1 \cos(p_1 T_3) - B p_1 \sin(p_1 T_3) = \lambda p_2 N .$$

Таким образом, получили четыре алгебраических уравнения для определения произвольных постоянных дифференциальных уравнений движения зубчатых колёс. Эта система имеет однозначное решение при определении произвольных постоянных, если равен нулю определитель, составленный из её коэффициентов:

$$\begin{pmatrix} \sin(p_2 t_2) & \sin(p_2 t_2) & -\sin(p_1 t_2) & -\cos(p_2 t_2) \\ p_2 \cos(p_2 t_2) & -p_2 \sin(p_2 t_2) & -p_1 \sin(p_1 t_2) & p_1 \sin(p_1 t_2) \\ 0 & \lambda & -\sin(p_1 T) & -\cos(p_1 T) \\ \lambda p_2 & 0 & -p_1 \cos(p_1 T) & p_1 \sin(p_1 T) \end{pmatrix} = 0$$

Раскрыв его, получим следующее квадратное уравнение $\lambda^2 - 2A\lambda + 1 = 0$, где коэффициент записывается в виде

$$A = \cos(p_1 t_1) \cos(p_2 t_2) - 0,5 \frac{p_1 + p_2}{p_1 p_2} \sin(p_1 t_1) \sin(p_2 t_2).$$

Корни квадратного уравнения будут $\lambda_1 = A - (A-1)^{1/2}$ и $\lambda_2 = A + (A-1)^{1/2}$. Для того, чтобы они имели действительные, а не мнимые значения, необходимо, чтобы A по абсолютному значению было больше единицы: $|A| > 1$. В этом случае упругая система будет неустойчива, и амплитуды вибраций упругой системы будут увеличиваться непрерывно во времени. Введём понятие так называемой средней (средневзвешенной) частоты упругой системы согласно равенству

$$C_{CP} = (C_1 t_1 + C_2 t_2) / T_3.$$

Подставив в это соотношение значения $t_1 = (2 - \varepsilon)T_3$ и $t_2 = (\varepsilon - 1)T_3$, получим $C_{CP} = C_1(2 - \varepsilon) + C_2(\varepsilon - 1)$. Отсюда следует $C_1 = C_{CP} / ((2 - \varepsilon) + (C_2 / C_1)(\varepsilon - 1))$. Так как $p_1^2 m = C_1$ и $p_{CP} m = C_{CP}$, то $p_1^2 = p_{CP}^2 / (2 - C_2 / C_1 + (C_2 - C_1) / C_1 \varepsilon)$, а так как $p_2^2 / p_1^2 = C_2 / C_1$, то $p_2^2 = p_{CP}^2 (C_2 / C_1) / (2 - C_2 / C_1 + (C_2 - C_1) / C_1 \varepsilon)$.

Подставив все эти значения в выражение для коэффициента A , получим формулу для его вычисления

$$A = [\cos(R\alpha) \cos(S\alpha) - 0,5[\sqrt{C_2 / C_1} + \sqrt{C_1 / C_2}] \sin(R\alpha) \sin(S\alpha)]'$$

где

$$R = 2\pi(\varepsilon - 1) / \sqrt{(C_2 / C_1) / [(2 - \varepsilon) + (C_2 / C_1)(\varepsilon - 1)]};$$

$$S = 2\pi(2 - \varepsilon) / \sqrt{(C_2 / C_1) / [(2 - \varepsilon) + (C_2 / C_1)(\varepsilon - 1)]};$$

$\alpha = p_{CP} / \omega$, ω - угловая скорость вращения шестерни зубчатой пары упругой системы.

По виду зависимости для параметра неустойчивости A можно заметить, что этот параметр состоит из комбинаций гармонических функций и, следовательно, он тоже должен быть функцией гармонической. На рис.2 приведены результаты расчётов зон неустойчивости по параметру A для случая комбинации значений удельных жёсткостей зубьев стальных зубчатых колёс гостовского исполнения: $c_1 = c_0 = 18 \cdot 10^{10}$ Н/м² и $c_2 = c_0 + c_k = 30,5 \cdot 10^{10}$ Н/м².

Во-первых, вид кривых, описывающих области неустойчивостей, близок к гармоническому.

Во-вторых, и это самое главное, области неустойчивости проявляются не только при значениях частот возбуждения, кратных собственной частоте упругой системы, как это было установлено аналитическим анализом, но и при промежуточных между ними значениях: при $\alpha = (p_{CP} / \omega) = n/2$, где $n = 1, 2, 3, \dots$. Это следует и из зависимости для параметра неустойчивости A . Положив в ней $C_1 = C_2$, получим те же значения $\alpha = (p_{CP} / \omega) = n/2$, где $n = 1, 2, 3, \dots$

В-третьих, наиболее опасная по устойчивости является частота возбуждения, в два раза большая собственной частоты упругой системы, в том числе и потому, что для её возбуждения требуется меньше энергии, чем при возбуждении более высоких собственных форм.

В-четвёртых, значения коэффициентов перекрытия сильно влияют на устойчивость системы.

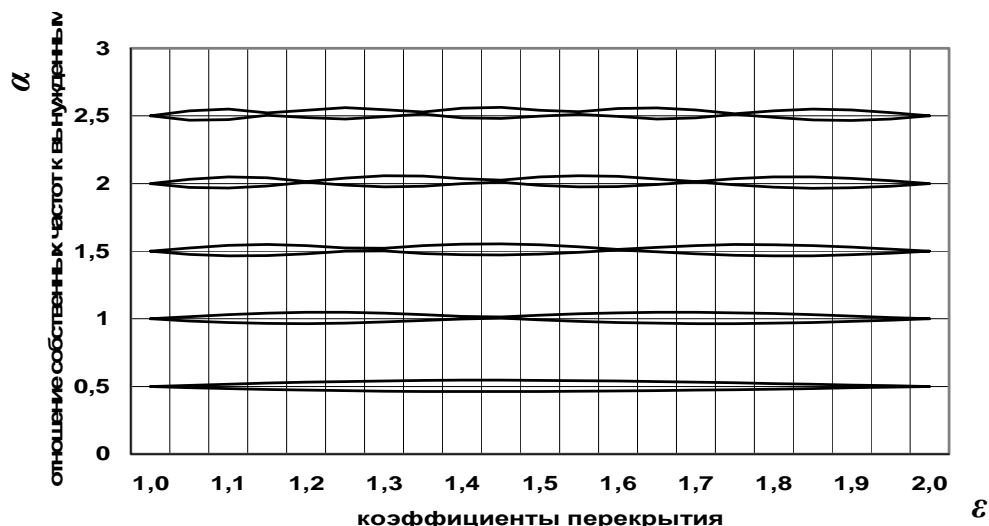


Рис.2. Области неустойчивости одномассовой системы зубчатого однопарного зацепления

Из графиков видно, что для каждой частоты возбуждения, начиная с частоты, кратной собственной и ниже, имеются как зоны неустойчивости, так и устойчивые зоны. Число зон неустойчивостей в два раза больше числа параметра $\alpha = p/\omega$. Необходимо сделать замечание, что при построении этой диаграммы принята не-

зависимость собственной частоты упругой системы от коэффициента перекрытия зацепления. Но коэффициент перекрытия ϵ может сильно влиять на жёсткость зацепления, а, следовательно, и на собственную частоту упругой системы (табл. 1).

Таблица 1 - Отношения собственных частот к вынужденным $\alpha = p/\omega$

$\alpha = 1$	$\alpha = 1,5$	$\alpha = 2$	$\alpha = 2,5$	$\alpha = 3$
Диапазоны коэффициентов перекрытия в зонах неустойчивости				
1,4020...1,4675	1,2510...1,3046	1,1824...1,2259	1,1432...1,1785	1,1178...1,1490
	1,5733...1,6379	1,4013...1,4683	1,3082...1,3701	1,1250...1,3061
		1,6692...1,7258	1,5012...1,5699	1,3998...1,4697
			1,7276...1,7784	1,5772...1,6391
				1,7713...1,8154

Таким образом, динамикой упругой системы можно управлять с помощью коэффициента перекрытия ϵ в зацеплении зубчатых колёс, который не зависит от передаваемой мощности, тогда как потребная величина фланка или разношаговости в зонах двухпарного зацепления для снятия параметрического возбуждения упругой системы зависит от передаваемой мощности и пропорциональна ей [6].

Проверка аналитического решения параметрической динамики при периодической смене жёсткостей в зацеплениях зубьев зубчатых колёс на устойчивость показывает возможность потери устойчи-

вости таких упругих систем при частотах возбуждения не только на резонансных частотах, но и на промежуточных частотах, в том числе и на частоте вращения, в два раза большей собственных частот упругой системы.

Необходимо отметить, что при введении разношаговости в области двухпарного зацепления разность жёсткостей в зубьях всё же сохраняется, и даже при ликвидации за счёт разношаговости параметрического смещения, опасность потери устойчивости упругих систем сохраняется за счёт других источников возбуждения: ошибки шагов, биения, колебания нагрузок и т.д.

Величины зон неустойчивости зависят как от частот вращения зубчатых колёс, так и от степени перекрытия в зацеплениях зубьев. При всех частотах вращения зубчатых колёс, кроме равных удвоенным первым частотам, имеются несколько зон неустойчивой и устойчивой работы упругих систем.

Все зоны потери устойчивости и резонансов находятся в областях смены фаз вибрации. При этом если до зоны неустойчивости или резонанса максимальные усилия были в областях однопарного зацепления, то после прохождения указанных зон наоборот – максимальные усилия

в зацеплениях будут в областях двухпарного зацепления.

С помощью изменения коэффициентов перекрытия в зацеплениях зубьев зубчатых колёс можно приводить систему в устойчивое состояние.

Выводы по результатам аналитических решений параметрической динамики упругих систем с зубчатыми колёсами должны быть справедливыми и в реальных упругих системах в зонах параметрической устойчивости их работы. В зонах неустойчивости при введении разношаговости вибрации либо должны снижаться, либо принимать другие частоты и формы.

Библиографический список

1. Вулгаков Э.Б. Авиационные зубчатые передачи и редуктора. М.: Машиностроение, 1981. 375 с.
2. Кожаринов Е.В., Калинин Д.В., Панов С.А. Бифуркационные процессы в зубчатых передачах // Международный форум двигателестроения: матер. научн.-тех. конгресса по двигателям. М.: 2014. С. 97-99.
3. Cornell R.W., Westervelt W.W. Dynamic Tooth Loads and Stressing for High Contact Ratio Spur Gears // ASME, Series B. 1978. V. 100, no. 1. P. 70-79.
4. Кудрявцев Л.А. Влияние переменной жёсткости зацепляющихся зубьев на колебания и шум прямозубых передач // Станки и инструмент. 1962. № 10. С. 26-28.
5. Абрамов Б.М. Исследование устойчивости периодических колебаний // Известия вузов. 1963. № 5. С. 5-12.
6. Курушин М.И., Балякин В.Б., Курушин А.М. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // Известия СНЦ РАН. 2014. Т. 16, № 4(1). С. 132-136.

Информация об авторах

Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: 029-029@mail.ru. Область научных интересов: опоры авиационных и ракетных двигателей.

Курушин Михаил Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин, Самар-

ский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: динамика зубчатых колёс.

Курушин Степан Александрович, аспирант кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: динамика зубчатых колёс.

PARAMETRIC INSTABILITY OF THE DYNAMICS OF GEAR WHEELS

© 2014 M.I. Kurushin, V.B. Balyakin, S.A. Kurushin

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

Analytical research was carried out with the aim of finding the cause of dynamic processes of vibration excitation of gear wheels. This paper presents an elastic model of gearing without regard for compliance of supports. It is shown that parametric oscillations are caused by a periodic change of mesh force gearing in passing from one tooth mesh to double pair meshing and vice versa. The dynamics of an elastic system can be controlled by using the contact ratio ε in the gear mesh which does not depend on the transmitted power. The size of instability zones depends both on the gear wheel rotation frequency and on the degree of overlap in teeth mesh. There are several zones of instability and stable operation of elastic systems at all gear wheel rotation frequencies except those equal to doubled first frequencies. All zones of instability and resonances are located in the zones of phase vibration changes, with maximum efforts taking place in the areas of one tooth mesh before passing the zone of instability or resonance, while after passing these zones the maximum mesh force, on the contrary, will take place in the areas of double pair meshing.

Gear wheels, one tooth mesh, parametric vibrations, instability zones.

References

1. Vulgakov E.B. Aviatzionnye zubchatye peredachi i reduktora [Aviation gear systems and reduction gears]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. 375 p.
2. Kozharinov Ye.V., Kalinin D.V., Panov S.A. Bifurcation processes in gear systems // International Forum of Propulsion Engineering: Proceedings of a scientific and technical conference on engines. Moscow: 2014. P. 97-99. (In Russ.)
3. Cornell R.W., Westervelt W.W. Dynamic tooth loads and stressing for high contact ratio spur gears // ASME, Series B. 1978. V. 100, no. 1. P. 70-79.
4. Kudryavtsev L.A. Influence of the meshing teeth rigidity on the vibration and noise of spur gears // Machines and Tooling. 1962. No 10. P. 26-28. (In Russ.)
5. Abramov B.M. Research of the stability of periodic vibrations // Izvestiya Vuzov. 1963. No. 5. P. 5-12. (In Russ.)
6. Kurushin M.I., Balyakin V.B., Kurushin A.M. Experimental investigation of the courses of vibration excitation of elements of gas turbine engines with a differential reduction gearbox // Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. 2014. V. 16, no. 4(1). P. 132-136. (In Russ.)

About the authors

Balyakin Valeriy Borisovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Fundamentals of Machine Design, Samara State Aerospace University. E-mail: 029-029@mail.ru. Area of Research: aircraft and rocket engine supports.

Kurushin Mikhail Ivanovich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Fundamentals of

Machine Design, Samara State Aerospace University. Area of Research: dynamics of gear systems.

Kurushin Stepan Aleksandrovich, postgraduate student of the Department of Fundamentals of Machine Design, Samara State Aerospace University. Area of Research: dynamics of gear systems.

УДК 621.454.2

ДВИГАТЕЛЬ КОРРЕКЦИИ ТЯГОЙ 50 Н ДЛЯ ПОСАДОЧНОГО АППАРАТА «ЛУНА-РЕСУРС»

©2014 Ю.И. Агеенко, И.В. Пегин, Д.В. Чесноков

«Конструкторское бюро химического машиностроения им. А.М.Исаева»-
филиал ФГУП «ГКНПЦ им. М.В.Хруничева», г. Королёв

В КБхиммаш им. А.М.Исаева проведены исследования по созданию жидкостного ракетного двигателя малой тяги (ЖРДМТ) коррекции тягой 50 Н с дефлекторно-центробежной схемой смешения компонентов топлива азотный тетраоксид и несимметричный диметилгидразин на внутренней стенке камеры сгорания. В разработанной в КБхиммаш им. А.М.Исаева дефлекторно-центробежной схеме смесеобразования окислитель через струйные форсунки попадает на конический дефлектор, преобразуясь на нём в первичную плёнку, стекающую с кромки дефлектора на внутреннюю стенку камеры сгорания, преобразуясь на ней во вторичную плёнку, которая течёт по стенке камеры до места встречи с плёнкой горючего от факела распыла центробежной форсунки, соосной с камерой сгорания. От места встречи плёнки окислителя и горючего продолжают течь по стенке камеры сгорания, одновременно проникая друг в друга и осуществляя жидкофазное смешение с образованием продуктов преобразования самовоспламеняющегося топлива. Таким образом, практически всё топливо попадает на внутреннюю стенку камеры сгорания, участвуя в её охлаждении и снятии значительной части теплового потока, направленного по стенке камеры сгорания от критического сечения в сторону форсуночной головки. Двигатель имеет самую высокую (в своём классе) геометрическую степень расширения сопла ($\bar{F}_a = 200$) среди аналогов отечественного производства, при этом он сохраняет приемлемые габаритно-массовые характеристики. Камера сгорания в разработанном двигателе выполнена из ниобиевого сплава с защитным жаростойким покрытием - дисилицидом молибдена $MoSi_2$, нанесённым на внутреннюю поверхность, а на наружной поверхности используется дисилицид ниобия $NbSi_2$, образованный силицированием ниобиевого сплава. В процессе огневых испытаний разработанная в КБхиммаш струйно-центробежная схема организации рабочего процесса в камере сгорания подтвердила свою работоспособность в двигателе тягой 50 Н. Принятые конструкционные и технологические решения при создании двигателя тягой 50 Н, обеспечили высокие энергетические и энерго-массовые характеристики, а также устойчивую работу двигателя в широком диапазоне изменения давления компонентов топлива на входе в двигатель: при форсировании до 70,3 Н и дресселировании до 45,9 Н. В номинальном режиме работы удельный импульс двигателя составил $305_{-1,3}^{+2,2}$ с.

Двигатель, дефлекторно-центробежная схема, форсуночная головка, дефлектор, факел распыла.

На сегодняшний день жидкостные ракетные двигатели малой тяги (ЖРДМТ) являются одним из основных исполнительных элементов в системе управления космических летательных аппаратов. Выполняя основную работу по обеспечению ориентации, стабилизации и коррекции летательного аппарата в пространстве, а в некоторых случаях работу по обеспечению запуска маршевого двигателя в разгонных блоках ракет, они сочетают в себе относительно небольшие габаритно - массовые показатели с высокими энергетическими характеристиками.

КБхиммаш получил заказ от НПО

им. С.А. Лавочкина на разработку ЖРДМТ тягой 50 Н в качестве двигателя коррекции для посадочного аппарата «Луна-Ресурс».

Основные требования, предъявляемые к создаваемому двигателю:

- многорежимность, обусловленная работой в непрерывном (с длительностью единичного включения до $\tau_b \sim 3000$ с) и в различных импульсных режимах с минимальным временем включения 0,045 с, и с различными паузами от 0,05 с до нескольких суток;

- большой ресурс по суммарному времени работы до 10 000 с;

- большой ресурс по суммарному коли-

честву включений (до 20 000 включений);

- возможность любого сочетания времён включений и пауз;

- обеспечение высокой экономичности, удельный импульс ($I_{уд}$) выше 2950 Нс/кг (301с) на самовоспламеняющихся компонентах топлива: азотный тетраоксид (АТ) и несимметричный диметилгидразин (НДМГ);

- высокая надёжность при эксплуатации более 5 лет, что требует обеспечения приемлемого теплового состояния как при работе двигателя, так и в период длительного «молчания».

Обеспечение вышеперечисленных требований вызывает большие трудности при проектировании двигателя, организации смесеобразования и рабочего процесса сгорания компонентов топлива в его камере сгорания, обусловленные:

- малым расходом топлива;
- малым числом элементов форсуночной головки;
- невозможностью создания регенеративного охлаждения;
- трудностью обеспечения равномерного распределения смешанного топлива по объёму камеры сгорания;
- трудностью обеспечения эффективного жидкофазного смесеобразования и высокой полноты сгорания.

Все эти особенности создают трудности в обеспечении приемлемого теплового состояния ЖРДМТ - запаса по температуре стенки камеры сгорания, особенно в районе критического сечения, в наиболее теплонапряжённых непрерывных включениях; неперегрева форсуночной головки и недопущения вскипания компонентов топлива в наиболее теплонапряжённых импульсных режимах, при реализации высокой экономичности ($I_{уд}$ 2950 Нс/кг (301 с) и более).

Для выполнения требований в КБхиммаш им. А.М.Исаева разработан смесительный элемент ЖРДМТ с дефлекторно - центробежной схемой жидкофазного смешения компонентов топлива АТ и НДМГ на внутренней стенке

камеры сгорания.

Схема (рис.1) и краткое описание принципа её работы представлены ниже. Более подробное описание применяемой схемы, а также основные физико - химические процессы, реализуемые в данной схеме, описаны в [1].

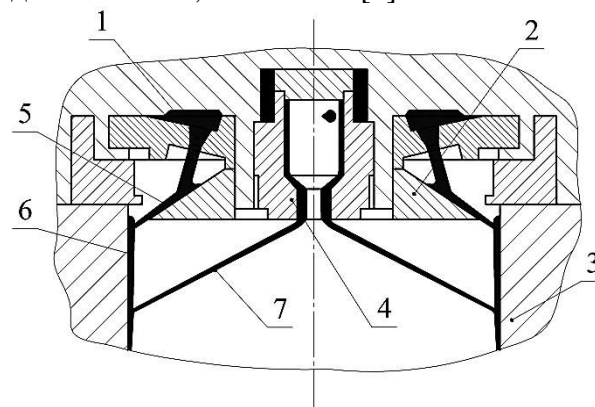


Рис.1. Конструктивная схема смесительного элемента:

- 1 - струйная форсунка окислителя; 2 - конический дефлектор; 3 - стенка камеры сгорания; 4 - центробежная форсунка; 5 - первичная плёнка окислителя; 6 - вторичная плёнка окислителя; 7 - факел распыла центробежной форсунки

Окислитель через струйные форсунки 1 попадает на конический дефлектор 2, преобразуясь на нём в первичную плёнку 5, стекающую с кромки дефлектора на внутреннюю стенку камеры сгорания 3, преобразуясь на ней во вторичную плёнку 6, которая течёт по стенке камеры до места встречи с плёнкой горючего от факела распыла 7 центробежной форсунки 4, соосной с камерой сгорания. От места встречи плёнки окислителя и горючего продолжают течь по стенке камеры сгорания, одновременно проникая друг в друга и осуществляя жидкофазное смешение с образованием продуктов преобразования самовоспламеняющегося топлива АТ и НДМГ. Таким образом, практически всё топливо попадает на внутреннюю стенку камеры сгорания, участвуя в её охлаждении и снятии значительной части теплового потока, направленного по стенке камеры сгорания от критического сечения в сторону форсуночной головки [1].

На сегодняшний день описываемый двигатель успешно выдержал автономные

испытания в рамках этапа доводочных испытаний (ДИ) и завершающих доводочных испытаний (ЗДИ) и готов к лётным поставкам для выполнения своих функции в составе космического аппарата разработки НПО им. С.А. Лавочкина.

Имея самую высокую (в своём классе) степень расширения сопла ($F_{отн}=200$) среди аналогов отечественного производства, он при этом сохраняет приемлемые габаритно-массовые характеристики, обеспечивает высокие энергетические и динамические параметры работы на всех режимах (импульсных и непрерывных). Общий вид и краткое описание двигателя представлены на рис. 2.

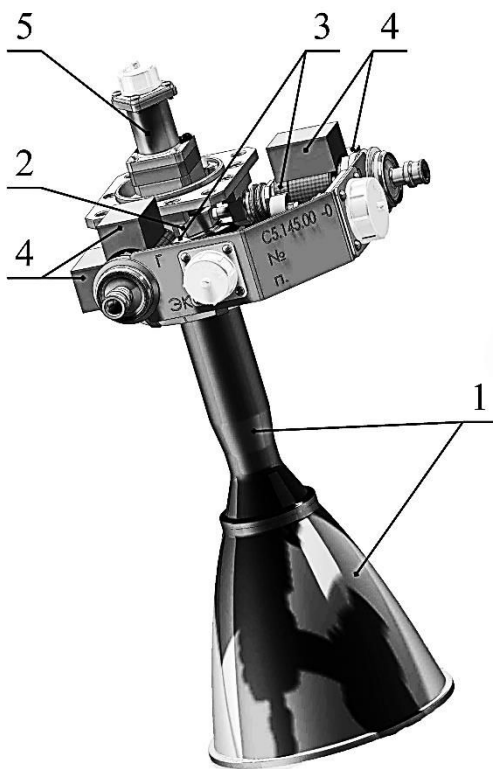


Рис.2. Общий вид двигателя коррекции тягой 50 Н:
1 - камера сгорания с сопловым насадком; 2 - форсуночная головка; 3 - быстродействующие электромагнитные клапаны; 4 - сигнализаторы магнитоуправляемые; 5 - электронагреватель

Камера сгорания в разработанном двигателе выполнена из ниобиевого сплава с защитным жаростойким покрытием дисилицид молибдена $MoSi_2$ нанесённым на внутреннюю поверхность. На наружной поверхности используется дисилицид ниобия $NbSi_2$, образованный

силицированием ниобиевого сплава.

Проведённые огневые испытания в рамках этапов ДИ и ЗДИ, результаты которых представлены на рис. 3 – 5, показывают:

1. Тепловое состояние двигателя (распределение температуры по наружной поверхности камеры и элементам ЖРДМТ) удовлетворительное. Максимальная температура камеры (при номинальных значениях входных параметров) не превышает $1120^\circ C$, что значительно ниже допустимой температуры $1800^\circ C$, которую обеспечивает материал камеры сгорания (ниобиевый сплав с жаростойким покрытием.) Используемая схема смесеобразования совместно с жаростойким покрытием обеспечивает надёжную защиту камеры сгорания и запас по предельно допустимой температуре (рис. 3).

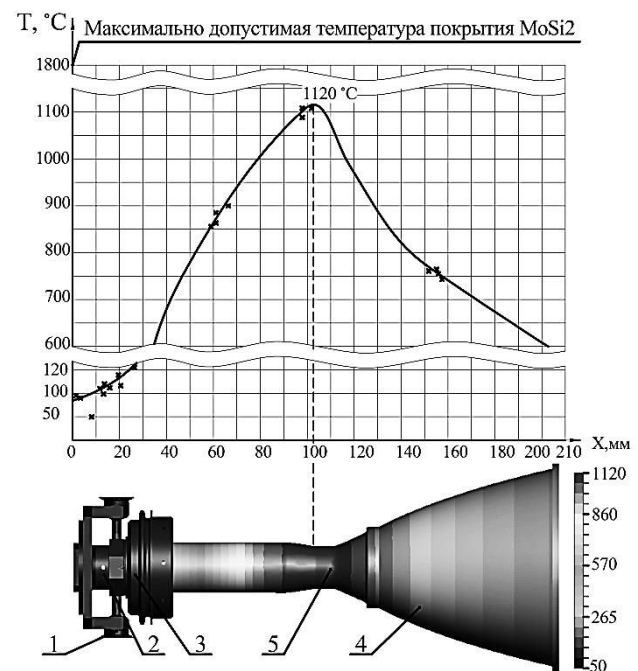


Рис.3 Диаграмма изменения температуры элементов двигателя по его длине:
1 – клапан; 2 – смесительная головка; 3 – фланец; 4 – камера сгорания; 5 – критическое сечение

2. Зависимость, представленная на рис. 4, показывает высокие энергетические характеристики двигателя и устойчивость работы двигателя.

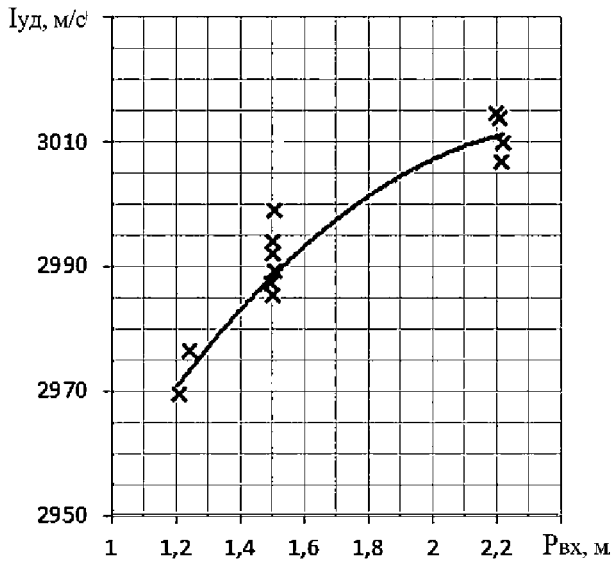


Рис.4. График зависимости удельного импульса тяги от давлений компонентов топлива на входе в двигатель

Необходимо подчеркнуть, что при изменении давления компонентов топлива на входе в двигатель в широком диапазоне 12...22 кгс/см² значение удельного импульса изменяется незначительно (рис.4).

Отметим, что в непрерывном номинальном режиме работы двигателя (при давлении компонентов топлива на входе 15 кг/см² и соотношении расходов компонентов топлива 1,85) удельный импульс, зарегистрированный по результатам испытаний всех ЖРДМТ С5.145.00-0, находится в диапазоне: с. Это очень высокий удельный импульс для такого класса ЖРДМТ.

3. На рис. 5 представлены осциллограммы работы двигателя (изменение давления в камере сгорания в течение всего времени включения, регистрация величины тока в электромагнитных клапанах, давления окислителя и горючего на входе в двигатель). Наблюдается довольно устойчивая работа двигателя.

Выводы

1. Разработанная в КБХиммаш струйно - центробежная схема организации рабочего процесса в камере сгорания подтвердила свою работоспособность в двигателе тягой 50 Н.

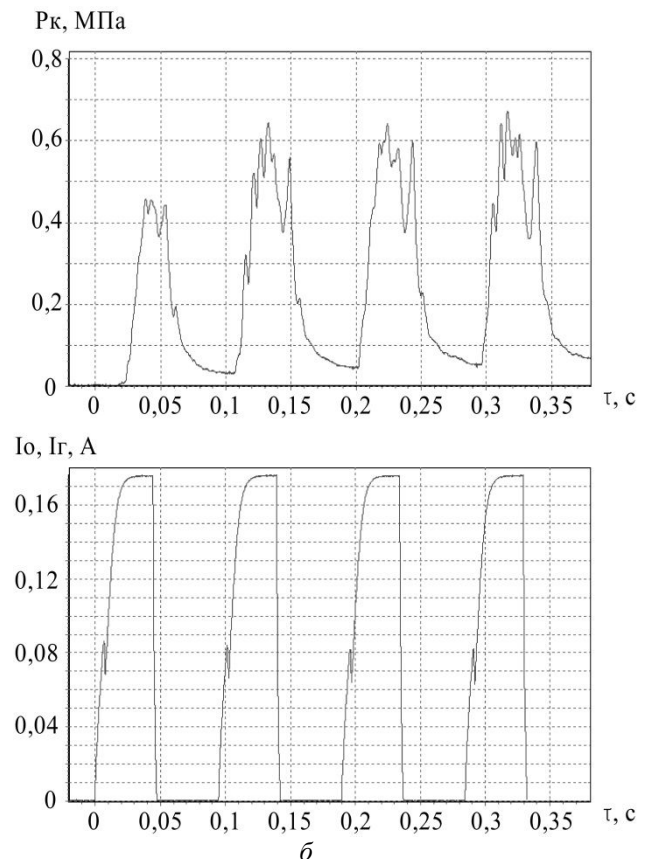
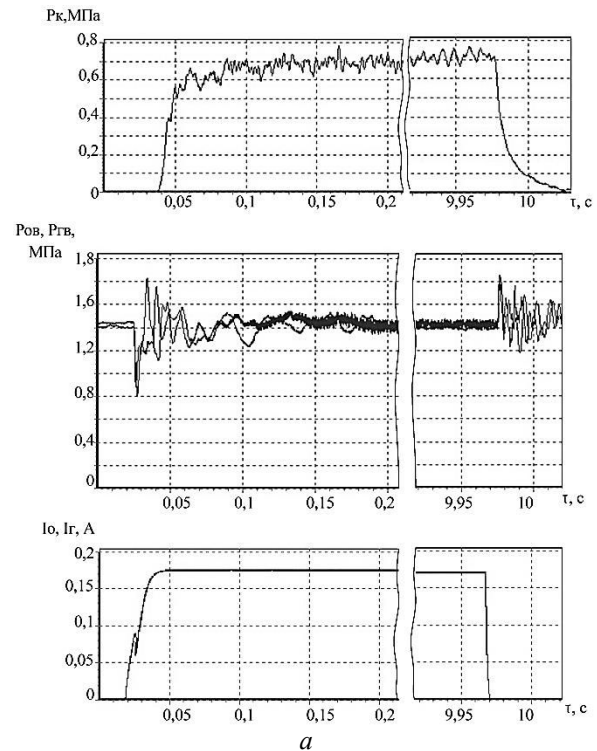


Рис.5. Графики изменения параметров при работе двигателя: непрерывный (а) и импульсный (б) режимы

2. Конструкционные и технологические решения, принятые при создании

двигателя тягой 50 Н, обеспечили высокие энергетические и энерго - массовые характеристики, а также устойчивую работу двигателя в широком диапазоне изменения давления компонентов топлива на входе в двигатель (при форсировании

до 70,3 Н и дросселировании до 45,9 Н).

3. Двигатель обеспечивает высокие энергетические характеристики. В номинальном режиме работы удельный импульс составляет $I_{уд}^н = 305_{-1,3}^{+2,2}$ с.

Библиографический список

1. Агеенко Ю.И. Исследование параметров смесеобразования и методический подход к расчётам и проектированию ЖРДМТ со струйно-центробежной схемой смешения компонентов АТ и НДМГ на стенке камеры сгорания //

Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П.Королёва (национального исследовательского университета). 2009. № 3(19), часть 2. С. 171-177.

Информация об авторах

Агеенко Юрий Иванович, кандидат технических наук, главный конструктор, начальник отдела жидкостных ракетных двигателей малой тяги «Конструкторского бюро химического машиностроения им. А.М.Исаева» - филиала ФГУП «ГКНПЦ им. М.В. Хруничева». E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Область научных интересов: организация рабочих процессов в жидкостных ракетных двигателях малой тяги, исследование параметров смесеобразования в них.

Пегин Иван Вячеславович, заместитель начальника отдела жидкостных ракетных двигателей малой тяги «Конструкторского бюро химического машино-

строения им. А.М.Исаева» - филиала ФГУП «ГКНПЦ им. М.В. Хруничева». E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Область научных интересов: проектирование жидкостных ракетных двигателей малой тяги, исследование организации рабочих процессов.

Чесноков Денис Владимирович, ведущий инженер-конструктор отдела жидкостных ракетных двигателей малой тяги «Конструкторского бюро химического машиностроения им. А.М. Исаева» - филиала ФГУП «ГКНПЦ им. М.В. Хруничева». E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Область научных интересов: проектирование жидкостных ракетных двигателей малой тяги.

50 N THRUST CORRECTION ENGINE FOR THE "LUNA-RESURS" LUNAR MODULE DESCENT ENGINE

©2014 Yu.I. Ageenko, I.V. Pegin, D.V. Chesnokov

Isaev Chemical Machinery Design Bureau – Branch of Federal State Unitary Enterprise «Khrunichev State Research and Production Space Center», Korolev, Russian Federation

Research to develop a 50 N thrust correction low-thrust liquid rocket engine with a deflector-centrifugal scheme of mixing nitrogen tetroxide and unsymmetrical dimethylhydrazine propellants on the inner wall of the combustion chamber has been conducted at the Chemical Machinery Design Bureau named after A.M. Isaev. In the deflector-centrifugal mixing scheme developed at the Chemical Machinery Design Bureau the oxidizer gets to the conical deflector via the jet nozzle and is transformed into a primary film running off the edge of the deflector onto the inner wall of the combustion chamber where it is transformed into a secondary film that flows along the wall of the chamber to the point of meeting the film from the centrifugal fuel spray nozzle coaxial with the combustion chamber. Upon meeting the films of oxidizer and fuel continue flowing along the wall of the

combustion chamber at the same time penetrating each other and carrying out the liquid-phase mixing with the formation of transformation products of hypergolic fuel. Thus, practically all the fuel gets to the inner wall of the combustion chamber, participating in its cooling and removal of a considerable part of the heat flow directed along the wall of the combustion chamber from its critical section in the direction of the nozzle head. The engine has the highest (in its class) geometric nozzle expansion ratio ($\bar{F}_a=200$) among analogues of domestic production, meanwhile preserving acceptable dimensions and weight characteristics. The combustion chamber in the engine designed is made of a niobium alloy with a protective heat resistant coating - molybdenum disilicide MoSi_2 deposited on the inner surface while niobium disilicide NbSi_2 formed by silicon impregnation of a niobium alloy is used on the outer surface. During the firing tests the jet centrifugal scheme of organizing the work process in the combustion chamber designed at the Chemical Machinery Design Bureau confirmed its efficiency in a 50 N-thrust engine. The adopted design and technological solutions in creating a 50N thrust engine ensured high power and energy-mass characteristics, as well as stable engine performance in a wide range of pressures of fuel entering the engine: up to 70.3 N in power augmentation and up to 45.9 N in throttling. The specific impulse of the engine was $305_{-1,3}^{+2,2}$ seconds in nominal conditions.

Engine, deflector-centrifugal scheme, injector head, deflector, spray.

References

1. Ageenko Yu.I. Mixing parameters investigations and methods of approach to calculations and development of the thrusters with a spray-centrifugal scheme of nt and ndmh mixing on the confusion chamber wall in considered // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2009. No. 3(19), part 2. P. 171-177. (In Russ.)

About the authors

Ageenko Yuri Ivanovich, Candidate of Science (Engineering), Chief Designer, Head of the Department of Low-Thrust Liquid Rocket Engines, Renowned Designer. E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Area of Research: organization of work processes in low-thrust liquid rocket engines, study of mixing parameters.

Pegin Ivan Vyacheslavovich, Deputy Chief of the Department of Low-Thrust Liquid Rocket Engines. E-mail:

kbhimmash@korolev-net.ru. Area of Research: designing low-thrust liquid rocket engines, organization of work processes in low-thrust liquid rocket engines.

Chesnokov Denis Vladimirovich, Leading Design Engineer of the Department of Low-Thrust Liquid Rocket Engines. E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Area of Research: designing low-thrust liquid rocket engines.

РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ СОТОВЫХ ЗАПОЛНИТЕЛЕЙ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

© 2014 А.М. Першин

ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

В статье рассматривается расчётное исследование статической устойчивости сотовых заполнителей, применяемых в обшивках авиационного двигателя. Применение сотовых конструкций имеет ряд преимуществ по сравнению с аналогичными цельными конструкциями. Для оценки устойчивости конструкции на первом этапе был проведён статический расчёт полногабаритной модели газогенератора и определены максимальные радиальные и осевые перемещения, а также растягивающие и сжимающие напряжения. На следующем этапе была построена модель ячейки периодичности трёхслойной сотовой панели. Использование такой модели при расчёте на устойчивость обусловлено исключением влияния граничных эффектов. Расчёт на потерю устойчивости проводился в нелинейной постановке, так как именно такой метод учитывает начальное отклонение формы и пластические свойства материала. В расчёте устойчивости была поведена оценка влияния материала сотового заполнителя (алюминиевый сплав и стеклопластик) а также варьировался шаг по времени и размеры конечного элемента. Проведён анализ полученных результатов. Исследование поведения сотовых конструкций требует дальнейшего анализа на конструктивно подобных элементах и полногабаритных конструкциях.

Трёхслойная панель, сотовый заполнитель, ячейка периодичности, нелинейный анализ устойчивости.

Применение высокопрочных сталей, титана и его сплавов, армированных пластиков и других композиционных материалов на основе сверхпрочных непрерывных волокон или нитевидных кристаллов в тонкостенных подкреплённых конструкциях, работающих в условиях изгиба и сжатия, часто бывает неэффективным. Это объясняется тем, что по условию прочности конструкции из этих материалов должны иметь очень малую толщину. Но при этом резко снижается момент инерции сечения пластины или оболочки, и конструкция, особенно при невысоких модулях упругости материала, имеет низкие критические напряжения потери устойчивости.

Этого недостатка лишены трёхслойные пластины и оболочки. Трёхслойная пластина, или оболочка, состоит из двух относительно тонких внешних слоёв (называемых несущими) из высокопрочных материалов, связанных

слоем заполнителя, толщина которого значительно больше толщины несущих слоёв (рис. 1).

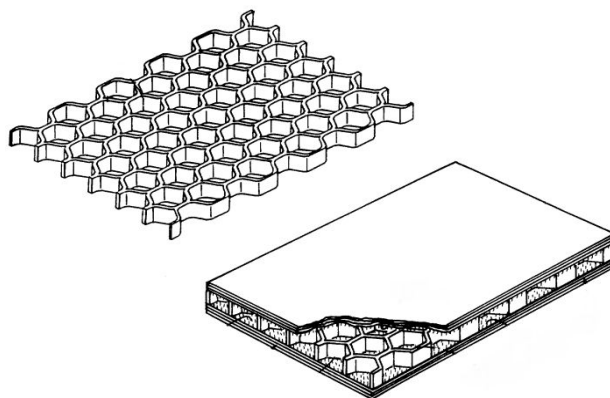


Рис. 1. Общий вид трёхслойной панели

Прочностные характеристики и плотность заполнителя, как правило, значительно ниже, чем несущих слоёв.

При использовании соответствующих материалов несущих слоёв и заполнителя трёхслойные пластины и оболочки могут обладать хорошими вибропоглощающими, звуко и теплоизолиру-

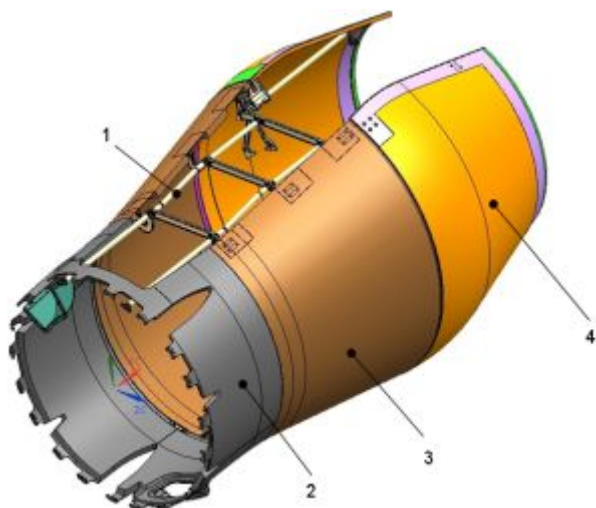


Рис. 2. Обшивка газогенератора: 1 – каркас, 2 – панели переднего ряда, 3 – распашные створки, 4 – сдвижные панели

онными характеристиками, иметь требуемые свето- и радиопрозрачность.

Созданию и применению трёхслойных конструкций предшествовало большое число теоретических и экспериментальных исследований. В результате их выявлены следующие основные преимущества трёхслойных конструкций:

1. Малая масса по сравнению с традиционными типами подкреплённых пластин и оболочек при определённых размерах конструкции и типах материалов. Наибольший выигрыш в массе можно получить при использовании трёхслойных плоских пластин. Массовая эффективность трёхслойных конструкций тем выше, чем больше удельная жёсткость несущих слоев.

2. Экономичность по сравнению с традиционными конструкциями. Однако при использовании некоторых новых высокопрочных композиционных материалов стоимость трёхслойных панелей может быть высокой, несмотря на малую массу.

3. Хорошие теплоизолирующие свойства.

4. Повышенная звукоизолирующая способность.

5. Высокий коэффициент внутреннего поглощения энергии: декремент коле-

баний на один-два порядка выше, чем у подкреплённых конструкций. Долговечность трёхслойных панелей при воздействии переменных нагрузок выше, чем листового материала и сварных однослойных подкреплённых панелей. Предел выносливости повышается при уменьшении жёсткости заполнителя на сдвиг [2].

Панели с сотовым заполнителем применяются в перспективном двигателе для внешней обшивки.

Панель обшивки газогенератора (ГГ) представляет собой трёхслойную-акустическую сэндвич-панель с сотовым заполнителем. В конструкции панелей имеются вырезы под установку агрегатов, расположенных в пространстве под ними.

Обшивка газогенератора (рис.2) состоит из трёх рядов панелей - съёмные панели 2 первого ряда, второй ряд - распашивающиеся створки 3 и третий ряд - сдвижные панели 4.

Передний ряд состоит из четырёх панелей со стыками по стойкам вывода коммуникаций. Панели в передней части крепятся при помощи винтовых быстросъёмных замков к кронштейнам разделительного корпуса, в задней части панели имеют фланец для опоры распашных створок и скрепляются между собой кронштейнами.

Створки обшивки газогенератора для обслуживания двигателя открываются на 90 градусов, обеспечивая тем самым доступ для контроля узлов и деталей компрессора, камеры сгорания, турбины, а также для осмотра трубопроводных коммуникаций.

Задний ряд состоит из двух сдвижных панелей, которые крепятся через кронштейны к кронштейнам на каркасе двигателя винтовыми быстросъёмными замками и при необходимости осмотра турбины или монтажа двигателя могут быть сдвинуты или полностью сняты с двигателя.

На обшивку ГГ действуют два вида нагрузок: двигательные нагрузки, являющиеся результатом работы самого двигателя (газодинамическое давление и тем-

пература), и самолётные нагрузки, возникающие от перегрузок при эволюции летательного аппарата (инерционные силы). Условия эксплуатации панелей: рабочая среда – воздух, температура для переднего ряда панелей – от -60°C до $+200^{\circ}\text{C}$, для второго и третьего рядов панелей – от -60°C до $+250^{\circ}\text{C}$. Для расчёта принята максимальная температура по панелям 250°C [1].

Помимо этого, также учитывались перегрузки, действующие на обшивку ГТ в результате эволюций самолёта. Выбраны случаи при действии максимальных и минимальных эксплуатационных перегрузок, действующих в центре тяжести двигателя.

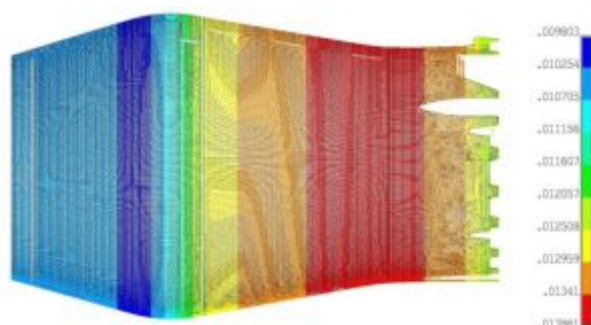


Рис. 3. Распределение внешнего давления на обшивку

В расчёте были приняты следующие граничные условия:

- с наружной стороны кронштейны переднего фланца передних панелей закреплены во всех направлениях, что соответствует креплению к разделительному корпусу;

- по местам болтовых соединений задана совместность перемещений узлов, и для учёта взаимодействия деталей задан контакт типа standard: по местам крепления к панелям кронштейнов переднего фланца, кронштейнов, скрепляющих панели переднего ряда, кронштейнов крепления к раме, кронштейнов замков створок;

- в каркасе крепления панелей газогенератора болтовые, шарнирные соединения и элементы скольжения смоделированы с помощью задания совместности

перемещений по соответствующим направлениям;

- по местам крепления тяг каркаса к переходному каналу и местам крепления к задней опоре (сзади) и разделительному корпусу (спереди) задан запрет перемещения по всем направлениям;

- по наружной обшивке панелей задано распределённое давление (рис. 3);

- по внутренней обшивке задано постоянное давление, равное $0,0112 \text{ кгс/мм}^2$.

Материал обшивок – углепластик БМИ-3/3692, полученный автоклавным формованием препрега на основе углеродной ткани (фирмы «PorcerInd.»), пропитанной бисмалеимидным связующим БМИ-3.

Свойства углепластика характеризуются девятью независимыми упругими постоянными: E_x , E_y , E_z , G_{xy} , G_{yz} , G_{xz} , ν_{xy} , ν_{xz} , ν_{yz} , где x , y , z – оси системы координат слоя, x – направление основы, y – направление утка, ось z перпендикулярна плоскости слоя.

Сотовый наполнитель изготовлен из стеклопластика ВПС-33.

Каркас крепления панелей изготовлен из титанового сплава ОТ4, поперечные балки и кронштейны – из ВТ5Л.

Для каждой панели была смоделирована соответствующая схема армирования. При расчёте панелей сотовый наполнитель моделировался не в явном виде, а с помощью объёмного тела с эффективными характеристиками. При расчёте учитывалось одновременное действие давления (рис. 4), температуры (250°C) и инерционных нагрузок.

Максимальные радиальные перемещения для панелей составляют $11,95 \text{ мм}$ и наблюдаются в месте стыка задних панелей. Максимальные вертикальные перемещения для каркаса – $4,91 \text{ мм}$ в зоне задней поперечной балки. Максимальные осевые перемещения для панелей составляют $5,62 \text{ мм}$ и наблюдаются на створках, для каркаса – $4,64 \text{ мм}$ в зоне установки кронштейнов крепления створок.

Максимальные растягивающие напряжения в панелях в направлении утка составляют $46,15 \text{ кгс/мм}^2$, в направлении основы – $44,05 \text{ кгс/мм}^2$, максимальные сжимающие напряжения составляют в направлении утка – $28,65 \text{ кгс/мм}^2$, в направлении основы – $57,52 \text{ кгс/мм}^2$.

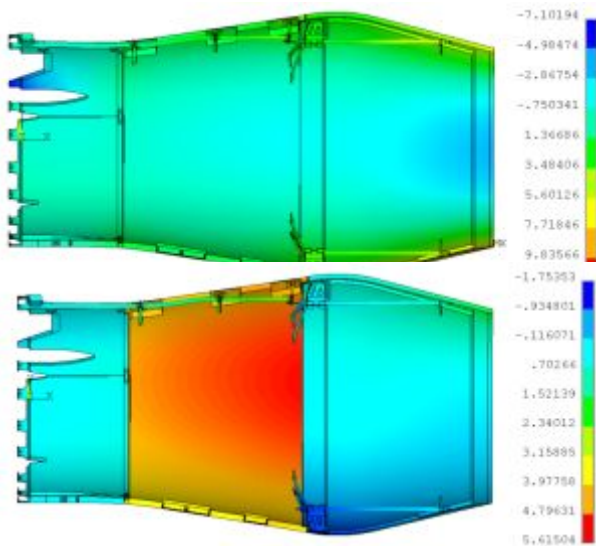


Рис. 4. Радиальные и осевые перемещения панелей, мм

Наиболее нагруженными элементами каркаса являются поперечные балки, максимальные напряжения составляют 69 кгс/мм^2 .

По результатам расчёта напряжённо-деформированного состояния обшивок ГГ была выбрана зона с максимальными перемещениями. Для этой зоны был проведён анализ на потерю устойчивости. Существуют типовые схемы потери устойчивости (рис. 5).

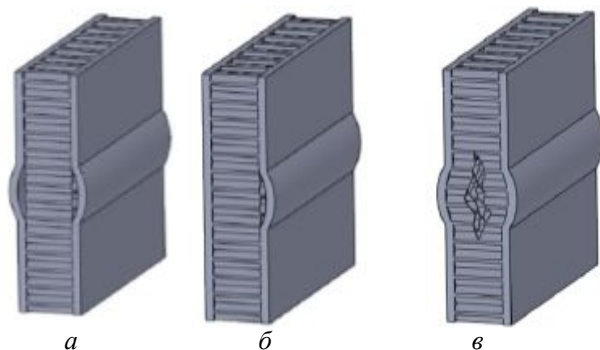


Рис. 5. Типовые повреждения панелей: а-б – местная потеря устойчивости в – разрушение сотового заполнителя

Потерю устойчивости на полногабаритной модели оценить не могли, так как сотовый наполнитель моделировался через эффективные характеристики и представлял собой сплошной объём.

Расчёт на потерю устойчивости полногабаритной модели ГГ методом конечных элементов (КЭМ) в твёрдотельной постановке достаточно трудоёмок, что связано с рядом причин. Первая – это сложная геометрическая модель, вторая заключается в самом твёрдотельном методе. При моделировании твёрдотельным методом у ряда элементов один размер будет меньше двух других, что негативно влияет на полученные результаты. А особенностью оболочечной конструкции является меньшая зависимость результатов от разницы в размерах элементов.

В первом приближении реальная конструкция панели обшивки была заменена на ячейку периодичности (рис. 7). С помощью базового функционала инженерного пакета ANSYS были заданы соответствующие граничные условия.

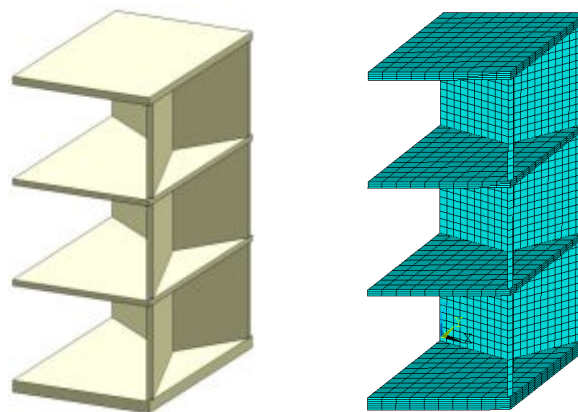


Рис. 7. Геометрическая и КЭМ ячейки периодичности

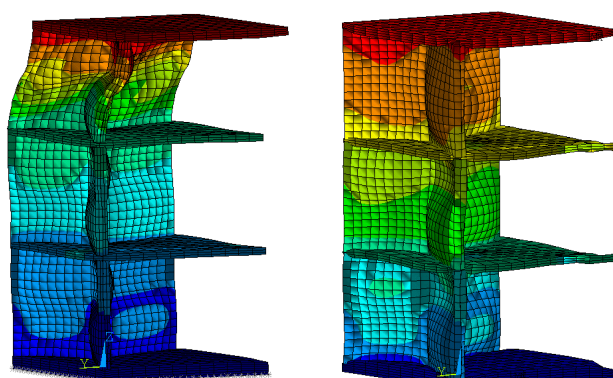
В программном комплексе ANSYS для решения задач устойчивости существует два метода определения критических нагрузок, при воздействии которых конструкция становится нестабильной: линейный и нелинейный.

Линейный анализ устойчивости, основанный на вычислении собственных значений, предсказывает значение критических нагрузок для идеальных линейных моделей. Однако наличие погрешностей формы и нелинейностей препятствует для

большинства реальных конструкций осуществлению теоретической потери устойчивости.

Нелинейный анализ устойчивости обеспечивает более точное решение и поэтому может быть рекомендован при проектировании и исследовании элементов конструкции. Использование нелинейного расчёта устойчивости позволяет включать в модель такие особенности, как начальное отклонение формы, пластические свойства материала и т.д.

Основной подход при нелинейном анализе устойчивости состоит в выполнении статического нелинейного анализа с последовательно возрастающей нагрузкой. При этом фиксируется критическая нагрузка, при которой конструкция теряет устойчивость.



ВПС - 33 АМГ - 2
Рис. 8. Суммарные перемещения

В ходе расчёта на потерю устойчивости был проведён анализ поведения конструкции от материала сотового заполнителя. В реальных конструкциях обшивок композитный сотовый заполнитель заменяют на аналогичный по геометрическим параметрам наполнитель из алюминиевого сплава АМГ-2. Помимо влияния материала сотового заполнителя варьировались шаг по времени и размеры КЭ.

Варьирование шага применялось для того, чтобы не пропустить момент потери

устойчивости. Размер КЭ применялся только для сотового заполнителя. В данной постановке клеевое соединение в явном виде не моделировалось.

На рис. 8 показаны суммарные перемещения ячейки периодичности для ВПС-33 и АМГ-2. В момент потери устойчивости максимальное перемещение для ВПС-33 составило 4,46 мм, а для АМГ-2 - 4.53 мм. Потеря устойчивости для ВПС-33 произошла в сотовом наполнителе, а для АМГ-2 - в углеродных прослойках. Это связано с жёсткостью АМГ-2 по сравнению с ВПС-33. На рис. 9 представлен график зависимости перемещения от шага по времени. Из графиков видно, что потеря устойчивости произошла одновременно для всех трёх направлений.

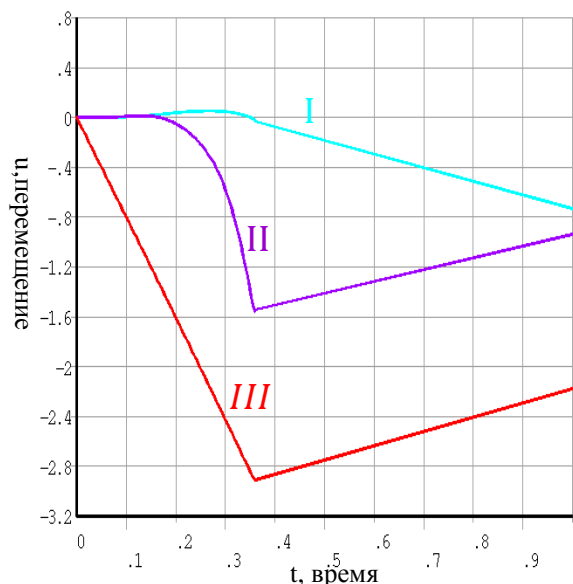


Рис. 9. График перемещения от времени для ВПС -33 (I – перемещения по оси x, II – перемещения вдоль оси y, III – перемещения вдоль оси z)

Исследование поведения сотовых конструкций требует дальнейшего анализа на конструктивно подобных элементах и полногабаритных конструкциях.

Библиографический список

1. Двигатель ПД-14. Расчёт НДС обшивки газогенератора. Технический отчёт № 54895. ОАО «Авиадвигатель», 2013.
2. Military Standardization Handbook, Composite Materials Handbook. V. 3. Polymer Matrix Composites, Guidelines for

Characterization of Structural Materials, Department of Defense Handbook, USA, MIL-HDBK-17-1F, June 2002. 266 p.

Информация об авторе

Першин Андрей Михайлович, инженер, ОАО "Авиадвигатель", г. Пермь. E-mail: pershin@avid.ru. Область научных интересов: прочность композиционных материалов.

NUMERICAL RESEARCH OF THE STATIC STABILITY OF HONEYCOMB COMPOSITE MATERIALS

© 2014 A.M. Pershin

Open Joint Stock Company "Aviadvigatel", Perm, Russian Federation

The article presents a numerical research of static stability of honeycomb-filled sandwich panels used in jet engine casing. The application of honeycomb-filled panels in aircraft manufacture has a number of advantages over one-piece constructions. For the assessment of the stability of the whole structure the static-state analysis of a full-scale model was performed at the initial stage of the research and the radial and axial displacements as well as tensile and compressive stresses were evaluated. A model of the periodic cell of a honeycomb sandwich panel was developed at the next stage. The use of such a model in the stability analysis is justified by the absence of boundary effects. To account for the initial shape deformation and the plastic material behavior a non-linear boundary-value problem was incorporated in the analysis. The influence of the honeycomb material (aluminum alloy and fiberglass), the time step, and the finite element size on the stability parameter was evaluated. The analysis of the results obtained was carried out, graphs were constructed. Further research of the honeycomb sandwich panel behavior demands more in-depth analysis of structurally similar elements and full-scale structures.

Sandwich panel, honey comb core, periodic cell, non-linear stability analysis.

References

1. Engine PE-14. Calculation of the stress-strain state of the gas generator casing. Technical report № 54895. Open Joint Stock Company "Aviadvigatel", 2013. (In Russ.)
2. Military Standardization Handbook, Composite Materials Handbook. Volume 3, Polymer Matrix Composites, Guidelines for Characterization of Structural Materials, Department of Defense Handbook, USA, MIL-HDBK-17-1F, June 2002. 266 p.

About the author

Pershin Andrey Mikhailovich, engineer, Open Joint Stock Company "Aviadvigatel", Perm. E-mail: pershin@avid.ru. Area of Research: strength of composite materials.

УДК 621.454.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЖРДМТ ТЯГОЙ 400 Н НА ЕГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

©2014 Ю.И. Агеенко, Р.В. Ильин, И.В. Пегин

«Конструкторское бюро химического машиностроения им. А.М. Исаева» –
филиал ФГУП «ГКНПЦ им. М.В. Хруничева», г. Королёв

Проведена расчётно-экспериментальная работа по выбору оптимальных конструктивных параметров центробежной форсунки горючего для получения высоких энергетических характеристик жидкостного ракетного двигателя малой тяги (ЖРДМТ) с дефлекторно-центробежной схемой смешения тягой 400 Н. В дефлекторно-центробежной схеме смесеобразования установлена одна центробежная форсунка, соосная с камерой сгорания. С увеличением тяги двигателя увеличивается и диаметр камеры сгорания, следовательно, увеличивается длина свободного пролёта плёнки горючего в конусе распыла центробежной форсунки до встречи с внутренней стенкой камеры сгорания. Таким образом, необходимо определить параметры центробежной форсунки, которые обеспечивают устойчивость плёнки горючего (отсутствие распада плёнки) на этом пролёте до встречи со стенкой камеры сгорания. Для эффективной организации процесса жидкофазного смешения компонентов топлива на внутренней стенке камеры сгорания, близкого к оптимальному, был выполнен расчёт конструктивных параметров центробежной форсунки (диаметр тангенциальных отверстий, длина и диаметр камеры закручивания, длина и диаметр сопла форсунки), которые обеспечивали бы устойчивость плёнки горючего на всём свободном пролёте до внутренней стенки камеры сгорания, а также скорость, толщину плёнки и угол конуса распыливания. При оптимальном выборе параметров, плёнки окислителя и горючего взаимно проникают друг в друга на полную их толщину. При этом происходит более полное преобразование компонентов топлива, что в итоге обеспечивает более высокие энергетические характеристики двигателя. В статье представлены результаты огневых испытаний ЖРДМТ тягой 400 Н с различными конструктивными параметрами центробежной форсунки дефлекторно-центробежной схемы смесеобразования. Из результатов испытаний следует, что при снижении номинального перепада давления на центробежной форсунке до определённого предела происходит увеличение значения удельного импульса. При значительном снижении входного давления и, как следствие, значительном снижении перепада давления на центробежной форсунке возрастает амплитуда колебаний давления в камере сгорания двигателя. Проведённый анализ результатов испытаний позволил выбрать оптимальные конструктивные параметры центробежной форсунки горючего для штатного ЖРДМТ тягой 400 Н.

Жидкостный ракетный двигатель малой тяги, дефлекторно-центробежная схема смешения, центробежная форсунка, факел распыла.

В «КБхиммаш им. А.М. Исаева» – филиале ФГУП «ГКНПЦ им. М.В. Хруничева» разработан ЖРДМТ тягой 400 Н по дефлекторно-центробежной схеме жидкофазного смешения [1, 2].

Смесеобразование самовоспламеняющихся компонентов: азотного тетраоксида (АТ) и несимметричного диметилгидразина (НДМГ) происходит на стенке камеры сгорания с образованием продуктов преобразования топлива.

При разработке двигателя тягой 400Н с дефлекторно-центробежной схемой смешения для получения высоких энергетических характеристик необходимо организовать процесс жидкофазного смешения, близкий к оптимальному. Одной из задач для реализации необходимого жидкофазного смешения является вы-

бор конструктивных параметров центробежной форсунки.

В дефлекторно – центробежной схеме установлена одна центробежная форсунка соосно с камерой сгорания. С увеличением тяги двигателя увеличивается и диаметр камеры сгорания. Следовательно, увеличивается длина свободного пролёта плёнки горючего в конусе распыла центробежной форсунки до встречи с внутренней стенкой камеры сгорания. Таким образом, необходимо рассчитать параметры центробежной форсунки, которые обеспечивают устойчивость плёнки горючего (отсутствие распада плёнки) на этом пролёте до встречи со стенкой камеры сгорания.

Известно, что в центробежной форсунке жидкость перед выходным отвер-

ствием сопла приобретает интенсивное вращение в камере закручивания, куда она поступает через тангенциальные каналы, и образует утончающуюся плёнку, представляющую собой полый конус [3, 4]. Распад плёнки конуса форсунки можно проследить по фотоснимкам, полученным при холодных проливках центробежной форсунки при разных давлениях на входе (рис. 1).

При очень малых давлениях подачи, т.е. малых скоростях истечения, выходящая жидкость образует неразорванную тонкую плёнку, которая вторично стягивается под влиянием сил поверхностного

натяжения (режим пузыря). С ростом давления подачи пузырь размыкается, и течение становится обычным конусом распыливания. По мере дальнейшего увеличения давления подачи длина плёнки уменьшается и место образования капель смещается к соплу форсунки до тех пор, пока плёнка не начинает распадаться вблизи сопла форсунки.

Распаду предшествует быстрое нарастание возмущений нераспавшейся плёнки. На её поверхности распространяются две группы волн, у которых по мере истечения интенсивно возрастает амплитуда (рис. 2) [4].

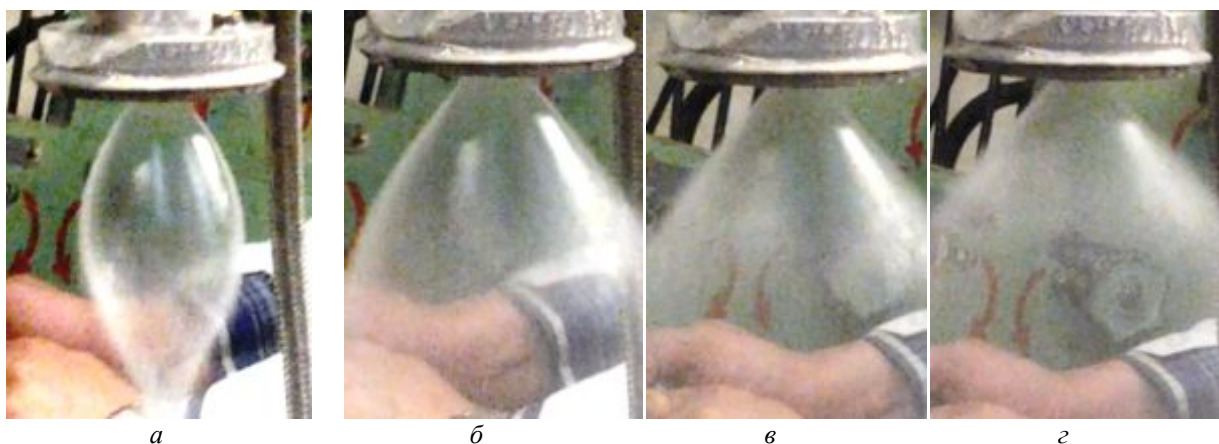


Рис.1. Проливка форсунки при разных перепадах давления: а - 0,05 МПа; б - 0,15 МПа; в - 0,25 МПа; з - 0,4 МПа

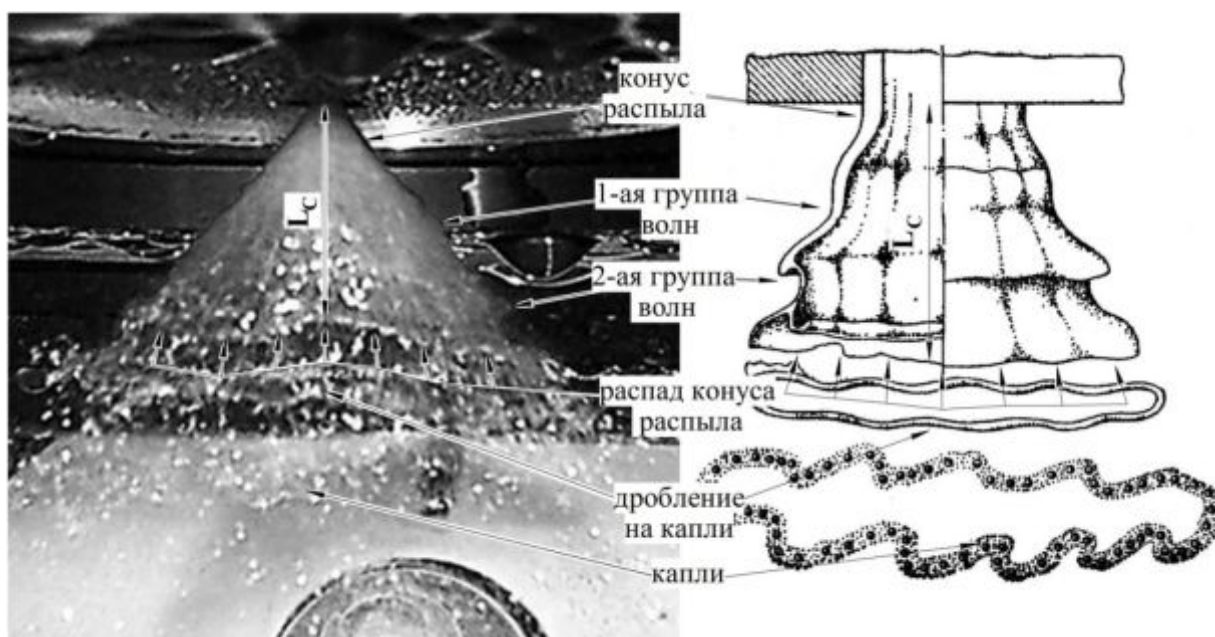


Рис.2. Факел распыливания центробежной форсунки

Гребни первой (идущей по движению) струи видны на контуре её границы. Они опоясывают поток, стремясь превратить плёнку в кольца, нанизанные на ось форсунки. Вторая группа идёт по окружности плёнки (перпендикулярно первой) и старается разделить жидкость на веер струй, расходящихся из центра сопла.

Длину нераспавшейся части плёнки центробежной форсунки L_c , т.е. расстояние от среза сопла форсунки до места разрушения плёнки можно определить по следующей критериальной зависимости [3]:

$$\frac{L_c}{r_c} = 251A^{-0,175}W_1^{-0,333}, \quad (1)$$

где r_c – радиус сопла;

A – геометрическая характеристика центробежной форсунки;

W_1 – критерий Вебера:

$$W_1 = \frac{\rho_1 V^2 r_c}{\sigma}, \quad (2)$$

где ρ_1 – плотность жидкости;

V – относительная скорость (характеризует перепад на форсунке);

σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости.

Задавшись конкретными размерами форсунки, можно рассчитать длину нераспавшейся плёнки при различных значениях давления на входе в центробежную форсунку. На рис.3 представлен график расчётной длины нераспавшейся плёнки, полученной по формуле (1), в зависимости от давления на входе в центробежную форсунку ЖРДМТ тягой 400 Н.

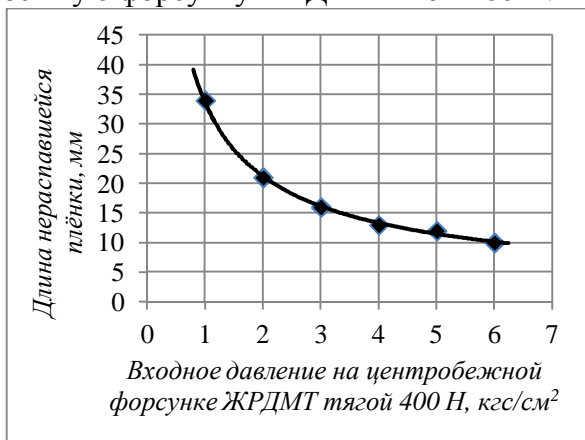


Рис.3. График зависимости расчётной длины нераспавшейся плёнки от давления на входе в центробежную форсунку ЖРДМТ тягой 400 Н

Для организации процесса жидкофазного смешения компонентов топлива на внутренней стенке камеры сгорания, близкого к оптимальному, необходимо рассчитать такие конструктивные параметры центробежной форсунки (диаметр тангенциальных отверстий, длина и диаметр камеры закручивания, длина и диаметр сопла форсунки), которые обеспечили бы устойчивость плёнки горючего на всём свободном пролёте до внутренней стенки камеры сгорания, а также скорость, толщину плёнки и угол конуса распыливания (необходимый вектор количества движения плёнки горючего и его направление). При этом необходимо учитывать, что эффективность жидкофазного смешения компонентов топлива в дефлекторно-центробежной схеме зависит от количества движения плёнок компонентов топлива и направления их движения. При оптимальном выборе параметров, плёнки окислителя и горючего взаимно проникают друг в друга на полную их толщину. При этом происходит более полное преобразование компонентов топлива, что в итоге обеспечивает более высокие энергетические характеристики двигателя.

На рис.4 приведён график зависимости удельного импульса ЖРДМТ тягой 400 Н от номинального перепада на центробежной форсунке горючего ΔP_H (перепада на центробежной форсунке при тяге двигателя $R=400$ Н) на разных режимах работы двигателей при дросселировании и форсировании до различных значений тяги. Результаты были получены при огневых испытаниях двигателей тягой 400 Н с центробежными форсунками горючего с разными ΔP_H . Были испытаны двигатели с номинальным перепадом на центробежной форсунке ΔP_H 0,2; 0,25; 0,3; 0,4 и 0,55 МПа при номинальном расходе горючего, соответствующем тяге 400 Н.

Каждая линия графика соответствует определённому условию, при которых происходили испытания двигателей. Например, сплошная линия соответствует номинальному режиму работы ЖРДМТ.

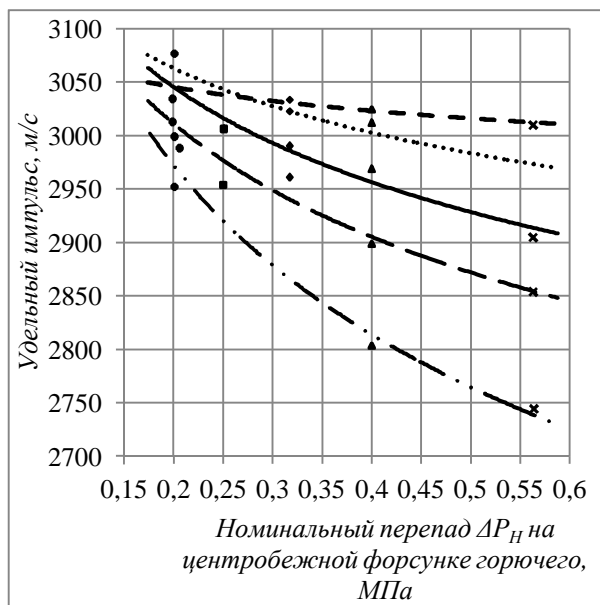


Рис.4. График зависимости удельного импульса от значения номинального перепада на центробежной форсунке горючего при дросселировании и форсировании двигателя до различных значений тяги (— — — $R=320$ Н; $R=360$ Н; ——— $R=400$ Н; ——— $R=420$ Н; — · · — $R=490$ Н) ● – ЖРДМТ с $\Delta P_H=0,2$ МПа; ■ – ЖРДМТ с $\Delta P_H=0,25$ МПа; ◆ – ЖРДМТ с $\Delta P_H=0,3$ МПа; ▲ – ЖРДМТ с $\Delta P_H=0,4$ МПа; × – ЖРДМТ с $\Delta P_H=0,55$ МПа)

На разных двигателях (с разными центробежными форсунками) на номинальном режиме (тяга 400 Н) были получены разные значения удельного импульса. И чем меньше значение перепада на форсунке, тем больше длина нераспавшейся плёнки факела центробежной форсунки и тем выше удельный импульс двигателя. Повышение удельного импульса наблюдается и при дросселировании (линии $R=320$ Н и $R=360$ Н), т.е. при снижении давления на входе в двигатель. И, соответственно, на входе в центробежную форсунку. Причём для двигателей с высоким номинальным перепадом на центробежной форсунке ΔP_H при дросселировании прирост удельного импульса выше. И наоборот, при форсировании (линии $R=420$ Н и $R=490$ Н), когда давление на входе в двигатель и, соответственно, перед центробежной форсункой возрастает, значение удельного импульса двигателя снижается. Это ещё раз свидетельствует о том, что при снижении перепада на центробежной форсунке увеличивается длина нераспавшей-

ся плёнки факела распыливания, что обеспечивает более эффективное жидкофазное смешение компонентов топлива на стенке камеры сгорания и, как следствие, более высокие энергетические характеристики двигателя.

Линия $R=320$ Н (рис.4), в отличие от остальных, практически горизонтальна. Это объясняется тем, что при работе всех испытанных двигателей на режиме глубокого дросселирования перепад на центробежной форсунке невелик, и поэтому распад плёнки до встречи со стенкой не наступает. Плёнка факела центробежной форсунки имеет вид, близкий к плёнке, изображённой на фото б) (рис.1). Независимо от номинального перепада на центробежной форсунке ΔP_H при глубоком дросселировании плёнка факела центробежной форсунки в любом случае, не распадаясь, долетит до стенки камеры сгорания.

На рис.4 видно, что при небольшом номинальном перепаде на центробежной форсунке ($\Delta P_H=0,25$ МПа и менее) удельный импульс на номинальном режиме (линия $R=400$ Н) и на режиме небольшого дросселирования (линия $R = 360$ Н) выше, чем удельный импульс при значительном дросселировании (линия $R=320$ Н). Это объясняется тем, что для эффективного процесса жидкофазного смешения компонентов топлива, как упоминалось выше, важно не только целостность и устойчивость плёнок, но и правильно рассчитанное количество движения плёнки и направление её движения. При значительном дросселировании скорость пролёта плёнки от центробежной форсунки уменьшается, а также уменьшается угол конуса распыливания. Особенно явно это проявляется при небольшом номинальном перепаде на центробежной форсунке. Поэтому процесс взаимного проникновения плёнок горючего и окислителя происходит менее эффективно, чем и обусловлено снижение значения удельного импульса по сравнению с номинальным режимом. Приведённые выводы подтверждаются и графиками, изображёнными на рис.5.

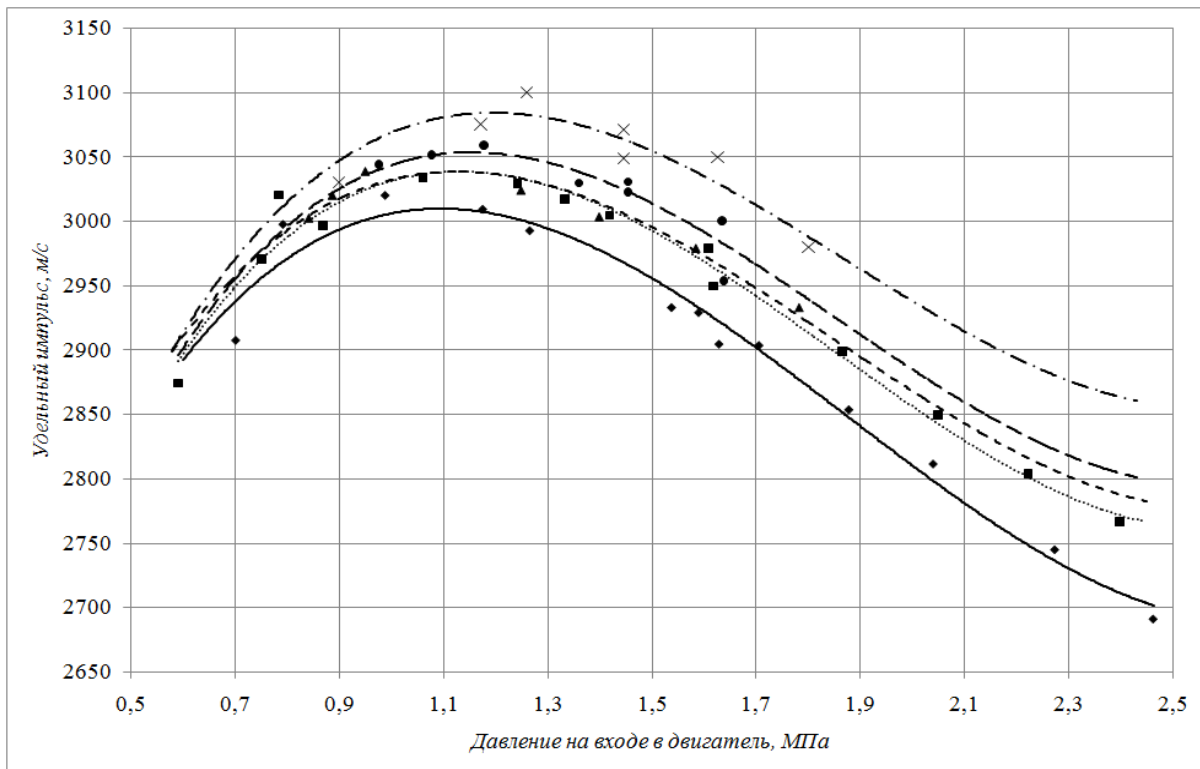


Рис.5. График зависимости удельного импульса от давления на входе в двигатель для ЖРДМТ с разными центробежными форсунками горючего
 (◆ — ЖРДМТ с $\Delta P_H=0,55$ МПа; ■ ЖРДМТ с $\Delta P_H=0,4$ МПа; ▲ - - - ЖРДМТ с $\Delta P_H=0,3$ МПа;
 ● — — — ЖРДМТ с $\Delta P_H=0,25$ МПа; × — — — ЖРДМТ с $\Delta P_H=0,2$ МПа)

На рис.5 приведены результаты огневых испытаний двигателей тягой 400 Н с центробежными форсунками горючего с разными ΔP_H в виде графиков зависимости удельного импульса от давления на входе в двигателя. Видно, что при дросселировании (давления на входе порядка 1,1...1,3 МПа) значение удельного импульса максимальное для всех двигателей. Но при этом в двигателях с меньшим номинальным перепадом на центробежной форсунке ΔP_H происходит смещение значения максимального удельного импульса вправо, т.е. ближе к номинальному режиму работы ЖРДМТ (давление на входе 1,47 МПа).

На рис.6 приведены графики изменения давления в камере сгорания в процессе испытания для двигателей тягой 400Н с центробежными форсунками горючего с разными ΔP_H . Из графиков следует, что на номинальном режиме двигатель с $\Delta P_H=0,25$ МПа работает с небольшими колебаниями давления в камере сгорания (амплитуда до 0,25 P_K). С увеличением номинального перепада ΔP_H на

центробежной форсунке амплитуда колебаний давления в камере сгорания уменьшается.

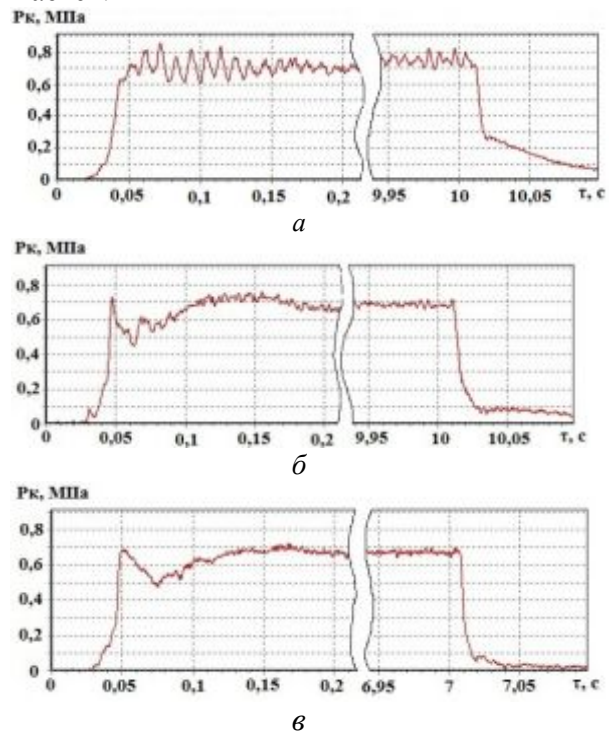


Рис.6. Графики изменения давления в камере сгорания при работе двигателя ЖРДМТ с $\Delta P_H=0,2$ МПа (а); 0,25 МПа (б); 0,55 МПа (в)

Причина этого – более устойчивая работа центробежной форсунки (с меньшей амплитудой и частотой плёнки факела) при высоком перепаде. Таким образом, при расчёте параметров центробежной форсунки необходимо учитывать этот факт и не выбирать перепад на центробежной форсунке ΔP_H менее 0,2 МПа. В противном случае это приведёт к менее устойчивой работе форсунки и, как следствие, менее устойчивой работе двигателя, а также к уменьшению скорости, толщины плёнки и угла факела распыла (вектора количества движения плёнки горючего и изменения его направления), что может привести к снижению эффективности жидкофазного смешения компонентов.

Выводы

1. При разработке ЖРДМТ тягой 400 Н по дефлекторно–центробежной схеме жидкофазного смешения для получения высоких энергетических характеристик

необходимо рассчитывать конструктивные параметры двигателя, близкие к оптимальным. Одними из таких конструктивных параметров являются параметры центробежной форсунки горючего.

2. Из результатов испытаний следует, что при снижении номинального перепада на центробежной форсунке ΔP_H до определённого предела происходит увеличение значения удельного импульса.

3. При значительном снижении входного давления и, как следствие, значительном снижении перепада на центробежной форсунке возрастает амплитуда колебаний давления в камере сгорания двигателя.

4. Проведённый анализ результатов испытаний позволил рассчитать конструктивные параметры центробежной форсунки горючего для штатного ЖРДМТ тягой 400 Н, близкие к оптимальным.

Библиографический список

1. Агеенко Ю.И. Ильин Р.В. Пегин И.В. Шаламов Е.А. Исследование возможности создания ЖРДМТ тягой 400 Н по дефлекторно–центробежной схеме смесеобразования компонентов топлива АТ и НДМГ // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 3(34), ч. 1. С. 71-76.

2. Агеенко Ю.И., Пегин И.В., Шаламов Е.А., Ильин Р.В. Экспериментальное ис-

следование возможности повышения эффективности жидкостного ракетного двигателя тягой 400 Н с дефлекторно–центробежной схемой смешения // Вестник Московского авиационного института. 2013. Т. 20, № 1. С. 71-78.

3. Дитякин Ю.Ф. Распыливание жидкостей. М.: Машиностроение, 1977. 206 с.

4. Волынский М.С. Необыкновенная жизнь обыкновенной капли. М.: Знание, 1986. 144 с.

Информация об авторах

Агеенко Юрий Иванович, кандидат технических наук, главный конструктор, начальник отдела жидкостных ракетных двигателей малой тяги, «Конструкторское бюро химического машиностроения им. А.М.Исаева» - филиал ФГУП «ГКНПЦ им. М.В.Хруничева». E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Область научных интересов: организация рабочих процессов в жидкостных ракетных двигателях малой тяги, исследование параметров смесеобразования.

Ильин Руслан Владимирович, инженер-конструктор отдела жидкостных ракетных двигателей малой тяги, «Конструкторское бюро химического машиностроения им. А.М.Исаева» - филиал ФГУП «ГКНПЦ им. М.В.Хруничева». E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Область научных интересов: проектирование жидкостных ракетных двигателей малой тяги, исследование организации рабочих процессов.

Пегин Иван Вячеславович, заместитель начальника отдела жидкостных ракетных двигателей малой тяги, «Конструкторское бюро химического машиностроения им. А.М.Исаева» - филиал ФГУП «ГКНПЦ им. М.В.Хруничева». Е-

mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Область научных интересов: проектирование жидкостных ракетных двигателей малой тяги, исследование организации рабочих процессов.

RESEARCH OF THE INFLUENCE OF DESIGN PARAMETERS OF A 400 N-THRUST LOW-THRUST LIQUID ROCKET ENGINE ON ITS ENERGY EFFICIENCY

© 2014 Y.I. Ageenko, R.V. Ilyin, I.V. Pegin

Isaev Chemical Machinery Design Bureau – Branch of Federal State Unitary Enterprise «Khrunichev State Research and Production Space Center», Korolev, Russian Federation

Computational and experimental work to select optimal design parameters of a fuel injector in order to obtain high-energy characteristics of low-thrust liquid rocket engines (LTLRE) with a deflector-centrifugal mixing scheme with 400 N thrust was carried out. A centrifugal atomizer is installed coaxially with the combustion chamber in the deflector-centrifugal mixing scheme. The engine thrust increases with the diameter of the combustion chamber and, consequently, the length of the free span of the fuel film in the cone of the fuel spray of the centrifugal injector also increases before hitting the inner wall of the combustion chamber. Thus, it is necessary to determine the parameters of the injector which provide the stability of the fuel film (absence of the film decay) along the span before it gets to the wall of the combustion chamber. For efficient organization of liquid-phase mixing of fuel components on the inner wall of the combustion chamber the design parameters of the centrifugal nozzle (the diameter of tangential holes, the length and diameter of the vortex chamber, the length and diameter of the injector nozzle) that would ensure the stability of the fuel film all along the free span up to the inner wall of the combustion chamber, as well as the speed, the film thickness and the angle of the atomization cone were calculated. In case of the optimal choice of parameters the films of oxidizer and fuel interpenetrate each other through their thickness. Thus, complete conversion of the fuel components takes place, which ultimately provides higher power characteristics of the engine.

The article presents the results of firing tests of a 400 N LTLRE with different design parameters of an injector with the deflector-centrifugal mixing scheme. It follows from the test results that as the nominal pressure drop across the centrifugal nozzle decreases to a certain limit the value of the specific impulse increases. If the inlet pressure is considerably reduced and, as a consequence, there is a significant reduction in the pressure drop across the centrifugal nozzle, the amplitude of the pressure oscillations in the engine's combustion chamber is increased. The analysis of the test results made it possible to optimize the design parameters of the fuel swirler for a regular 400N LTLRE.

Low-thrust liquid rocket engine (LTLRE), deflector-centrifugal mixing scheme, centrifugal nozzle, spray cones.

References

1. Ageenko Y.I., Ilyin R.V., Pegin I.V., Shalamov E.A. Investigation of the possibility of the creation of a 400 N thrust liquid rocket engine with a deflector-centrifugal mixing scheme // Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. 2013. V. 20, no.1. P. 71-78. (In Russ.)
2. Ageenko Y.I., Pegin I.V., Shalamov E.A., Ilin R.V. Experimental study of the possibilities of increasing the effectiveness of 400 N liquid rocket engine thrusters with a deflector-centrifugal mixing scheme // Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. 2013. V. 20, no.1. P. 71-78. (In Russ.)
3. Dityakin Yu.F., Klyachko L.A., Novikov B.V., Yagodkin V.I. Raspylivanie zhidkostey [Liquid atomization]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1977. 206 p.

4. Volynskii M.S. Neobyknovennaya zhizn' obyknovennoy kapli [The extraordinary life of ordinary drops]. Moscow: Znanie Publ., 1986. 144 p.

About the authors

Ageenko Yuri Ivanovich, Candidate of Science (Engineering), Chief Designer, Head of the Department of Low-Thrust Liquid Rocket Engines, Renowned Designer. E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Area of Research: organization of work processes in low-thrust liquid rocket engines, study of mixing parameters.

Ilyin Ruslan Vladimirovich, Design Engineer of the Department of Low-Thrust Liquid Rocket Engines. E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Area of Re-

search: designing low-thrust liquid-propellant rocket engines, organization of work processes in low-thrust liquid-propellant engines.

Pegin Ivan Vyacheslavovich, Deputy Chief of the Department of Low-Thrust Liquid Rocket Engines. E-mail: kbhimmash@korolev-net.ru. Area of Research: designing low-thrust liquid-propellant rocket engines, organization of work processes in low-thrust liquid-propellant engines.

УДК 629.7.036.3

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ МАССЫ РЕДУКТОРА В ЗАДАЧЕ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТВД НА ЭТАПЕ НАЧАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

© 2014 В.А. Григорьев¹, А.О. Загребельный¹, А.С. Прокаев¹, С.П. Кузнецов²

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

²Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск

В работе анализируются математические модели массы редуктора, как составной части силовой установки турбовинтового двигателя, в задаче оптимизации параметров рабочего процесса газотурбинного двигателя на этапе начального проектирования. Основной особенностью начального проектирования турбовинтового двигателя является необходимость осуществления оптимального согласования основных параметров силовой установки и летательного аппарата на основе их системных критериев эффективности. Для решения задачи оптимизации параметров рабочего процесса двигателя при известных проектных ограничениях важно знать взлётную массу этого летательного аппарата, при формировании которой одной из важных составляющих, фактически определяющей согласование параметров летательного аппарата и двигателя, является масса силовой установки с турбовинтовым двигателем. Редуктор турбовинтового двигателя составляет значительную часть массы силовой установки. При этом существующие модели массы силовой установки с турбовинтовым двигателем не отделяют массу редуктора от массы силовой установки. Тем самым ошибочно связывают массу редуктора с параметрами, используемыми в модели массы двигателя (π_k , $G_{В0}$ и $T_{г}^*$). При этом не учитывается очевидная зависимость массы редуктора от передаваемой мощности, которая тесно увязывается с распределением свободной энергии турбовинтового двигателя величиной π_c .

Редуктор, масса, математическая модель, параметры.

Силовые установки (СУ) дозвуковых летательных аппаратов (ЛА) с турбовинтовыми двигателями (ТВД) традиционно занимают важную нишу, где главенствующую роль играют топливная экономичность и выдающиеся взлётные и посадочные характеристики таких двигателей.

Основной особенностью начального проектирования ТВД является необходимость осуществления оптимального согласования основных параметров СУ и ЛА на основе их системных критериев эффективности.

Для решения задачи оптимизации параметров рабочего процесса двигателя, при известных проектных ограничениях важно знать взлётную массу этого ЛА для установления влияния параметров рабочего процесса двигателя на показатели ЛА [1].

При формировании взлётной массы ЛА одной из важных составляющих, фактически определяющей согласование па-

раметров ЛА и двигателя, является масса СУ с ТВД.

Известные параметрические модели массы СУ с ТВД [2], используемые для начального этапа проектирования двигателя, требуют знания массы редуктора. Оценка зависимостей массы этого агрегата, когда по редуктору известно очень мало параметров (обычно это N_e , $n_{ВВ}$, $n_{ДВ}$, i , $M_{кр}$) обычно выполняется по моделям, которые, с одной стороны, опираются на обобщённые статистические данные по выполненным конструкциям, а с другой стороны – на характерные функциональные особенности редуктора.

Известно несколько методов оценки массы редуктора на начальном этапе проектирования. Например, ЦИАМ в своих работах предлагает использовать зависимость

$$M_{ред} = A \frac{N_{В ВЗЛ}}{n_{ВВ}} \left(1 + \frac{1}{i_{ред}} \right), \quad (1)$$

где $A=60$ для редукторов, созданных до 1980г;

$A=66$ для современных конструкций;

$N_{в\text{ вzl}}$ – передаваемая через редуктор мощность;

$n_{в}$ – частота вращения воздушного винта;

$i_{ред}$ – передаточное отношение редуктора.

Определение, используемых в модели (1) параметров, в большинстве случаев не представляет особых трудностей. Как видно из таблицы 1 [3], данная математическая модель в среднем даёт погрешность 30%, и с учётом требуемых параметров для расчётов на данном этапе проектирования подходит для редукторов с $i_{ред} \geq 10$.

Таблица 1 - Статистические данные параметров редукторов двигателей

№	Наименование	$N_{в\text{ max}}$, кВт	$n_{в}$, об/мин	$i_{ред}$	$M_{ред\text{ т}}$, кг	$M_{ред\text{ д}}$, кг	%
1	НК-12	11000	750	11	960	850	12,94
2	АИ-20	3000	1000	11	206	235	12,34
3	АИ-24	1900	1300	12	100	122	18,03
4	НК-93	20000	1650	5	810	475	70,52
5	АШ-82В	1268	175	13,5	435	475	8,42
6	АИ-26В	423	170	9	165	135	22,22
7	М-14В26	273	290	3	75	200	62,5
8	АИ-14В	177	320	2	50	80	37,5
Среднее отклонение от действительных значений							30,56

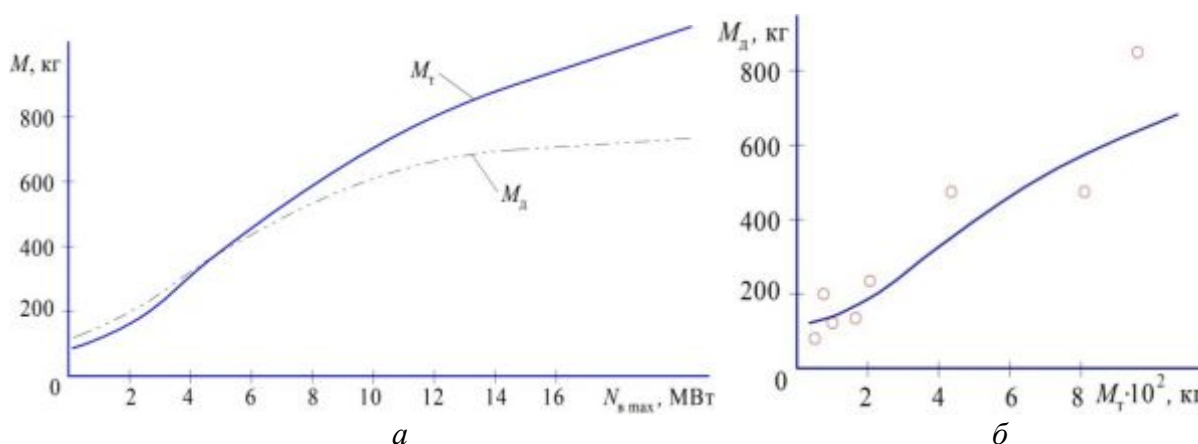


Рис. 1. Кривые изменения теоретической массы M_t и действительной массы M_d в зависимости от передаваемой через редуктор мощности (а) и распределение M_t и M_d (б)

В работе Л.Б. Эльштейна приведена модель массы редуктора на основе статистических данных. Вес каждой ступени редуктора пропорционален выходному моменту (M) в степени 0,8. Учитывая также влияние кинематических схем и числа ступеней, можно записать следующее выражение:

$$M_{ред} = A_1 M_1^{0,8} K_B + A_2 M_2^{0,8} + A_3 M_3^{0,8} + \dots + A_n M_n^{0,8},$$

где A – коэффициент, зависящий от качества конструктивной схемы;

K_B – коэффициент, учитывающий влияние веса вала несущего винта.

Так как

$$M_2 = \frac{M_1}{i_1}; M_3 = \frac{M_1}{i_1 i_2}; M_n = \frac{M_1}{i_1 i_2 \dots i_n},$$

то

$$M_{ред} = M_1^{0,8} [A_1 K_B + A_2 \left(\frac{1}{i_1}\right)^{0,8} + A_3 \left(\frac{1}{i_1 i_2}\right)^{0,8} + \dots + A_n \left(\frac{1}{i_1 i_2 \dots i_n}\right)^{0,8}],$$

где $A_{пл} = 0,23$ для планетарной ступени;

$A_{ц} = 0,27$ для центральной многопоточной ступени;

$A_{пл} = 0,4$ для простой соосной или конической ступени.

Коэффициент K_B учитывает увеличение массы последней ступени редуктора по сравнению с другими ступенями (выходной вал, радиально-упорный подшипник, крепежная часть картера).

$K_B = 1,1$ для ТВД;

$K_B = 1,25$ – для одновинтового вертолёта;

$K_B = 1,5$ – для двухвинтового вертолёта.

Обозначив:

$$K_i = \left(\frac{1}{i_1}\right)^{0,8} + \left(\frac{1}{i_1 i_2}\right)^{0,8} + \dots + \left(\frac{1}{i_1 i_2 \dots i_n}\right)^{0,8},$$

формула для вычисления массы редуктора примет следующий вид:

$$M_{ред} = A_i M_1^{0,8} (K_B + K_i). \quad (2)$$

Также K_i можно определить на основе зависимости из рис. 2.

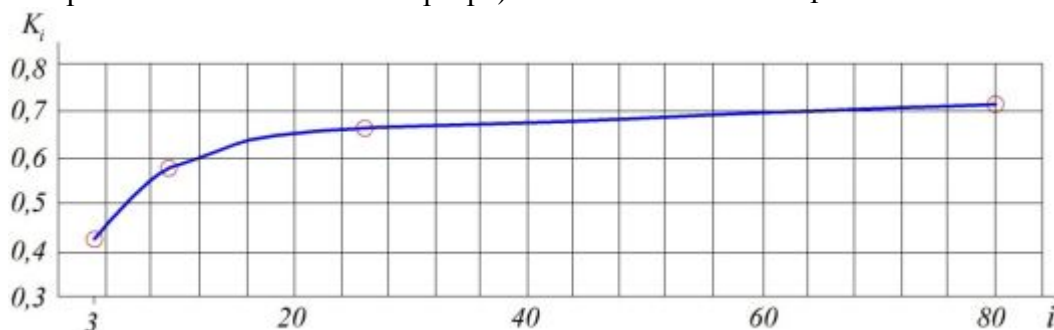


Рис. 2. Определение коэффициента K_i в зависимости от числа i

При одноступенчатом редукторе с $i_1=3$ $K_i = 0,415$; при двухступенчатом редукторе с $i_1 i_2 = 9$ $K_i = 0,65$. Дальнейшее увеличение числа ступеней приводит к незначительному росту веса (см. рис. 2). Для приблизительного расчёта этот коэффициент может быть принят равным $K_i = 0,70$.

В отличие от (1), модель (2) требует знания крутящих моментов, схемы редуктора и передаточного отношения всех ступеней, что часто бывает неизвестным на начальном этапе, но при этом данная модель имеет самое небольшое среднее отклонение от действительных значений массы (табл. 2, рис. 3).

Таблица 2 - Статистические данные параметров редукторов двигателей

№	Наименование	M_1 Н·м	i	A	K_B	K_i	$M_{ред т}$, кг	$M_{ред д}$, кг	%
1	НК-12	144060	11,36	0,23	1,1	0,6	848	850	0,24
2	АИ-20	26068	11,45	0,23	1,1	0,6	217	235	7,66
3	АИ-24	14112	12,11	0,23	1,1	0,6	132	122	8,2
4	НК-93	107800	5	0,23	1,1	0,6	670	475	41,05
5	АШ-82В	60172	13,45	0,23	1,25	0,6	460	475	3,16
6	АИ-26В	23030	8,84	0,23	1,25	0,58	211	135	56,3
7	М-14В26	15503,6	2,94	0,27	1,5	0,4	188	200	6
8	АИ-14В	5135,2	2,0	0,27	1,5	0,57	84	80	5
Среднее отклонение от действительных значений									15,95

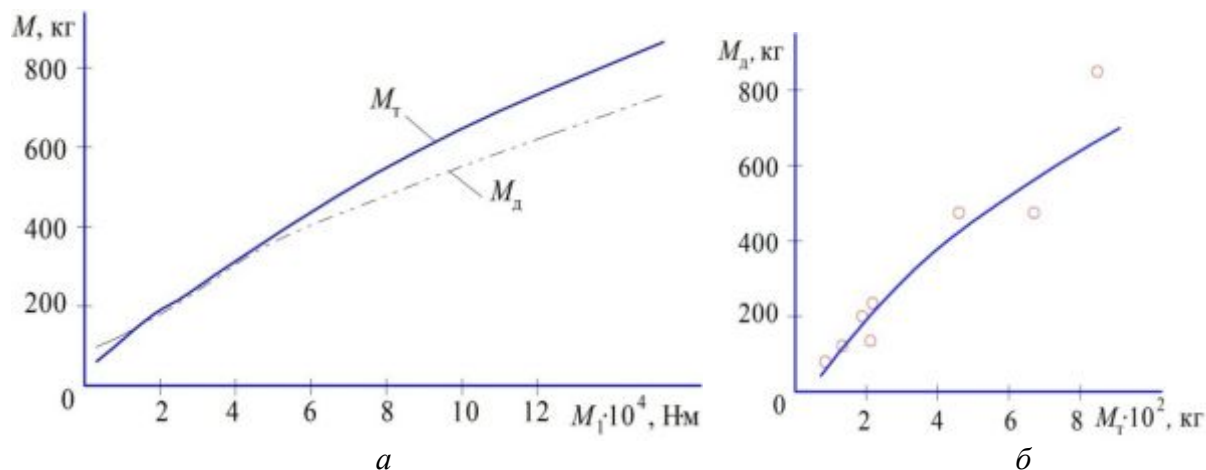


Рис. 3. Кривые изменения теоретической массы M_T и действительной массы M_d в зависимости от крутящего момента (а) и распределение M_T и M_d (б)

В некоторых работах для приближённой оценки используют простую модель, которая формирует величину массы редуктора на основе всего двух аргументов

$$M_{ред} = q_p N_{в}. \quad (3)$$

Данный метод по точности уступает первым двум и может использоваться только для приближенной оценки (табл. 3, рис. 5), достаточной на этапах начального проектирования.

В работе [2] дана модель массы редуктора

$$M_{ред} \cong 5 + 78 \left(\frac{N_e}{n_{вв}} \right) - 2,375 \left(\frac{N_e}{n_{вв}} \right)^2, \quad (4)$$

где N_e – мощность на выходном валу, кВт;
 $n_{вв}$ – частота вращения этого вала, об/мин;

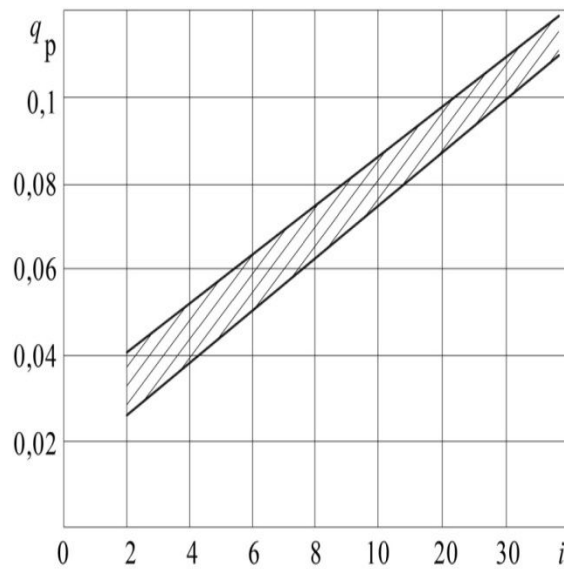


Рис. 4. Зависимость статистического коэффициента q_p от числа i

Таблица 3 - Статистические данные параметров редукторов двигателей

№	Наименование	N_e , кВт	i	q_p	$M_{ред т}$, кг	$M_{ред д}$, кг	%
1	НК-12	9900	11,36	0,082	811,8	850	4,49
2	АИ-20	2700	11,45	0,085	229,5	235	2,34
3	АИ-24	1710	12,11	0,088	150,48	122	23,34
4	НК-93	18000	5	0,05	900	475	89,47
5	АШ-82В	1141,2	13,45	0,09	102,708	475	78,377
6	АИ-26В	380,7	8,84	0,076	28,9332	135	78,568
7	М-14В26	245,7	2,94	0,041	10,0737	200	94,96
8	АИ-14В	159,3	2,0	0,038	6,0534	80	92,4332
Среднее отклонение от действительных значений							57,997

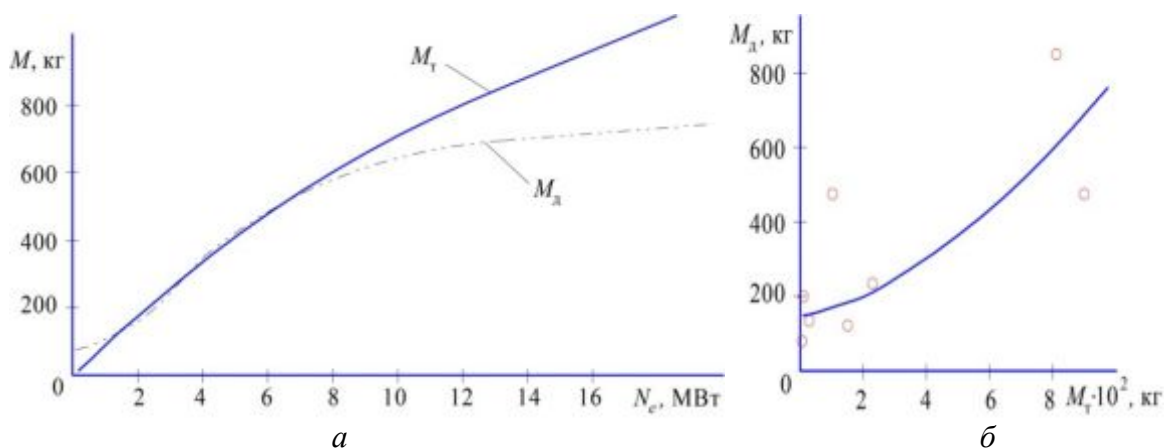


Рис. 5. Кривые изменения теоретической массы M_t и действительной массы M_d в зависимости от передаваемой через редуктор мощности (а). Распределение M_t и M_d . (б)

Входящие в эту формулу величины N_e и $n_{вв}$ обычно известны на начальном этапе проектирования, поэтому эту модель целесообразно рассматривать при параметрических исследованиях ТВД, при этом эта модель имеет хорошее среднее отклонение от действительных значений (табл. 4, рис. 6).

Таблица 4 - Статистические данные параметров редукторов двигателей

№	Наименование	N_e , кВт	$n_{вв}$, об/мин	$M_{ред\ t}$, кг	$M_{ред\ д}$, кг	%
1	НК-12	9900	750	620	850	27,06
2	АИ-20	2700	1000	200	235	14,89
3	АИ-24	1710	1300	105	122	13,93
4	НК-93	18000	1650	570	475	20
5	АШ-82В	1141,2	175	413	475	13,05
6	АИ-26В	380,7	170	168	135	24,44
7	М-14В26	245,7	290	70	200	65
8	АИ-14В	159,3	320	43	80	46,25
Среднее отклонение от действительных значений						28,08

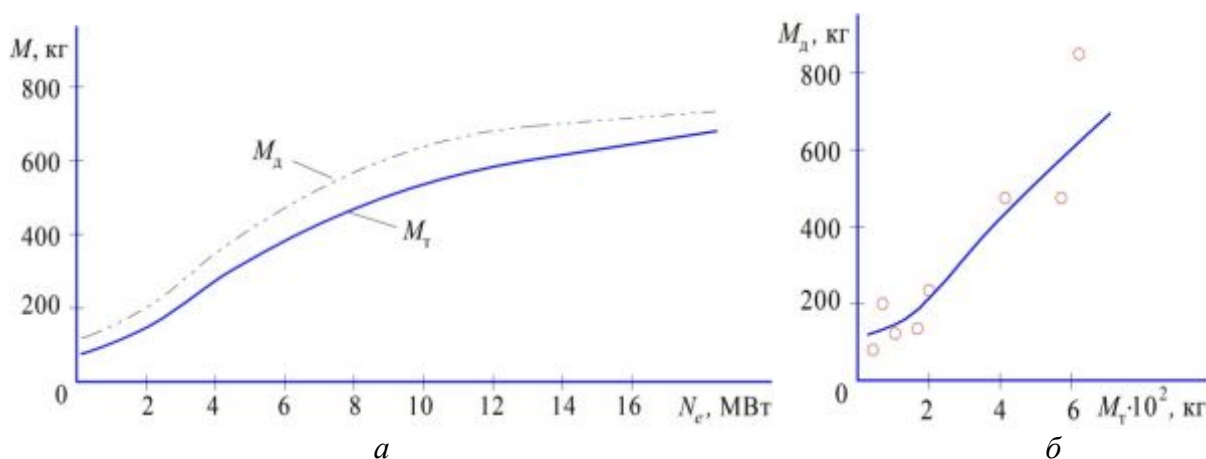


Рис. 6. Кривые изменения теоретической массы M_t и действительной массы M_d в зависимости от передаваемой через редуктор мощности (а). Распределение M_t и M_d (б)

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы.

Библиографический список

1. Григорьев В.А., Зрелов В.А., Игнаткин Ю.М. и др. Вертолётные газотурбинные двигатели / под общей редакцией В.А. Григорьева и Б.А. Пономарёва. М.: Машиностроение, 2007. 491 с.
2. Маслов В.Г., Кузьмичев В.С., Коварцев А.Н., Григорьев В.А. Теория и методы начальных этапов проектирования авиационных ГТД. Самара: СГАУ, 1996. 147 с.
3. Двигатели 1944-2000: Авиационные, ракетные, морские, наземные / под ред. И.Г. Шустова. М.: АКС-Конверсалт, 2000. 434 с.

Информация об авторах

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

Загребельный Артём Олегович, инженер Научно-образовательного центра газодинамических исследований, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: zao_sam156@mail.ru. Область научных интересов: на-

чальное проектирование газотурбинных двигателей.

Прокаев Алексей Сергеевич, инженер кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: prok.alexey@mail.ru. Область научных интересов: начальное проектирование газотурбинных двигателей.

Кузнецов Сергей Павлович, кандидат технических наук, профессор, заместитель генерального конструктора Научно-производственного объединения «Сатурн», г. Рыбинск. E-mail: saturn@npo-saturn.ru. Область научных интересов: узловая доводка и испытания авиационных двигателей.

ASSESSING REDUCTION GEAR MASS IN THE PROBLEM OF OPTIMIZING PARAMETERS OF THE WORKING PROCESS OF A TURBOPROP ENGINE AT THE INITIAL DESIGN STAGE

© 2014 V.A. Grigoryev¹, A.O. Zagrebelnyi¹, A.S. Prokaev¹, S.P. Kuznetsov²

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²Science-and-Production Association "Saturn", Rybinsk, Russian Federation

The paper analyzes mathematical models of the mass of the reduction gear as part of a turboprop engine power plant in the problem of optimizing the parameters of the working process of the gas turbine engine at the initial design stage. The necessity of optimal matching of the main parameters of the power plant and the aircraft based on their system performance criteria is the main feature of the initial design of turboprop engines. To solve the problem of optimizing the parameters of the engine work process, under certain design constraints, it is important to know the take-off weight of the aircraft in the formation of which the weight of the power plant with a turboprop engine is one of important components that actually determine the coordination of the aircraft and engine parameters. The mass of the reduction gear of a turboprop engine makes up a significant part of the power plant mass. The existing models of the mass of the power plant with a turboprop engine do not separate the weight of the gear from the weight of the power plant. Thereby, the reduction gear weight is erroneously associated with gear parameters used in the model of the mass of the engine (π_k , G_{B0} и T_r^*). This does not include the

obvious dependence of the gear mass on the transmitted power which is closely linked to the distribution of the free energy (π_c) of the turboprop engine

Reduction gear, mass, mathematical model, parameters.

References

1. Grigoriev V.A., Zrellov V.A., Ignatkin Yu.M. et. al. *Vertoletnye gazoturbinnye dvigateli* [Helicopter gas turbine engines] / edited by V.A. Grigoriev, B.A. Ponomarev. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2007. 491 p.
2. Maslov V.G., Kuz'michev V.S., Kovartsev A.N., Grigoriev V.A. *Teoriya i metody nachal'nykh etapov proektirovaniya aviatsionnykh GTD* [Theory and methods of the initial stages of aircraft GTE design]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 1996. 147 p.
3. *Dvigateli 1944-2000: Aviatsionnye, raketnye, morskije, nazemnye* [Engines 1944-2000: Aircraft, rocket, marine, ground-based] / ed. by I.G. Shustov]. Moscow: AKS-Konversalt Publ., 2000. 434 p.

About the authors

Grigoriev Vladimir Alekseevich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Aircraft Engines Theory Department, Samara State Aerospace University. E-mail: va_grig@ssau.ru. Area of Research: choice of parameters and design of small gas turbine engines.

Zagrebelniy Artem Olegovich, engineer, Education and Research Center of Gas Dynamics Studies, Samara State Aerospace University. E-mail: zao_sam156@mail.ru. Area of Research: initial design of gas turbine engines.

Prokaev Alexey Sergeevich, engineer, Aircraft Engines Theory Department, Samara State Aerospace University. E-mail: prok.alexey@mail.ru. Area of Research: initial design of gas turbine engines.

Kuznetsov Sergey Pavlovich, Candidate of Science (Engineering), Professor, Deputy General Designer, Science-and-Production Association "Saturn". E-mail: saturn@npo-saturn.ru. Area of Research: aircraft engine development and testing.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИК ПРОЕКТИРОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

© 2014 А.А. Иноземцев, В.Т. Хайрулин, А.С. Тихонов, Н.Ю. Самохвалов

ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

В работе проведена оценка интегральных и локальных параметров турбин высокого и низкого давлений перспективного авиационного двигателя методом трёхмерного численного моделирования в пакете ANSYS CFX. Использовалась высокодетализированная модель турбин высокого и низкого давлений с присоединёнными полостями и переходным каналом, состоящая из 577 млн. конечных элементов. Численный анализ проводился в стационарной и нестационарной постановках с использованием BSL и SST моделей турбулентности. Полученные расчётные данные верифицированы по результатам испытаний данных турбин, расхождения расчёта и эксперимента как локально, так и интегрально незначительны (локальные отклонения не более 5%). Результаты численного анализа подтверждают высокий уровень коэффициента полезного действия турбин. По результатам верификации выполнена оптимизация существующей конструкции, позволившая увеличить расчётный КПД ТВД на 0.4%. Данная модель взята за основу ряда работ по повышению ключевых параметров как отдельных деталей турбины, так и узла в целом.

Турбина высокого давления, трёхмерное численное моделирование, аэродинамическая эффективность, расчётно-экспериментальный анализ.

Введение

Улучшение экономических и ресурсных характеристик является ключевым и приоритетным направлением развития и создания современных конкурентоспособных гражданских авиационных двигателей. Вместе с тем, некоторые важнейшие характеристики основных узлов, такие как расход газа, крутящий момент на роторе, эффективность узла в целом, не поддаются экспериментальной оценке в условиях работы двигателя. Эти характеристики могут быть получены только на специализированных установках для оценки параметров отдельных узлов, что является лишь косвенной оценкой работоспособности узла при работе в двигателе. Современные численные методы позволяют провести оценку достоверности полученных экспериментальных данных и дать их качественную оценку, что позволяет исключить ошибки, возможные при проектировании новых продуктов, а также снизить их себестоимость.

Основной задачей данной работы является проведение численного моделирования газодинамических и тепловых процессов в турбинах высокого давления (ТВД) и турбинах низкого давления

(ТНД) с целью верификации экспериментальных данных, полученных по результатам проведенных испытаний.

Описание проблемы и численной модели

Объектом исследования являются ТВД и ТНД современного авиационного двигателя. Для верификации экспериментальных данных были смоделированы ТВД и ТНД с учётом всех особенностей геометрии, в том числе присоединённые полости под дисками, лабиринтные уплотнения, аппарат закрукки, система охлаждения лопаток, а также переходный канал между ТВД и ТНД (рис. 1).

Моделирование осуществлялось со следующими допущениями:

- не моделировались утечки по стыкам лопаток;
- не учитывалось влияние запыления отверстий перфорации.

С учётом замеренных монтажных зазоров, а также радиальных перемещений деталей ротора и статора были выбраны следующие радиальные зазоры: над 1РЛ ТВД – 0,6 мм, под 2СА ТВД– 0,5 мм, над 2РЛ 0,6 мм: для ТНД радиальные зазоры 0,5 мм под всеми рабочими лопатками и 0,6 мм под сопловыми лопатками.

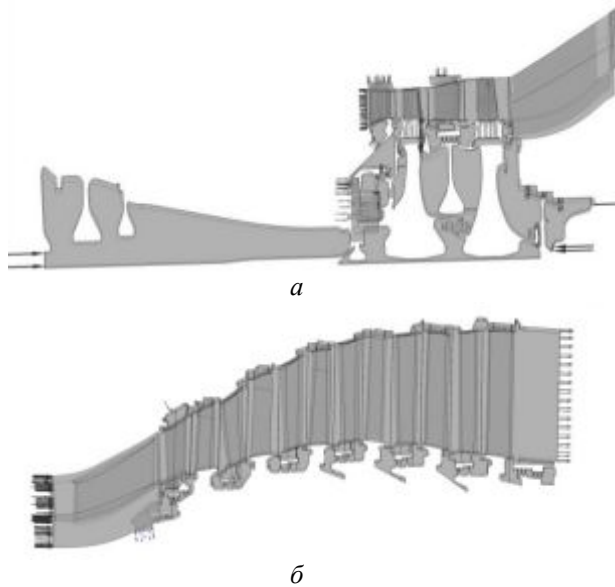


Рис. 1. Общий вид расчётной области ТВД (а) и ТНД (б) с переходным каналом

В качестве одного из граничных условий использовалась величина шероховатости поверхности лопаток. Она была выбрана по результатам замера шероховатости поверхности лопаток после разборки двигателя и для 1СА ТВД составляет 16 мкм для корыта и 8 мкм для спинки; для 1РЛ ТВД – 5 мкм для всей лопатки, 2СЛ ТВД – 12 мкм для корыта и 8 мкм для спинки; 2РЛ ТВД – 4 мкм для всей лопатки. Шероховатость лопаток ТНД составляет 4 мкм.

Численный анализ проводился с помощью трёхмерной методики расчёта в стационарной и нестационарной постановках, основанных на решении нестационарной системы осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса методом конечных объёмов с неявным алгоритмом интегрирования в коммерческом пакете ANSYS CFX 14.5. Суммарная размерность сеточной модели расчётной области ТВД \approx около 265 млн. элементов, ТНД \approx 312 млн. элементов.

В качестве граничных условий (поля полной температуры и давления) использовались экспериментальные данные, полученные по результатам замера параметров газа в тракте и присоединённых полостях ТВД и ТНД во время проведения испытаний. В качестве граничных усло-

вий в присоединённых полостях турбины принимались значения статических давлений и температуры, замеренных в двигателе в процессе испытаний. Общий вид схемы препарирования ТВД и ТНД представлены на рис. 2.

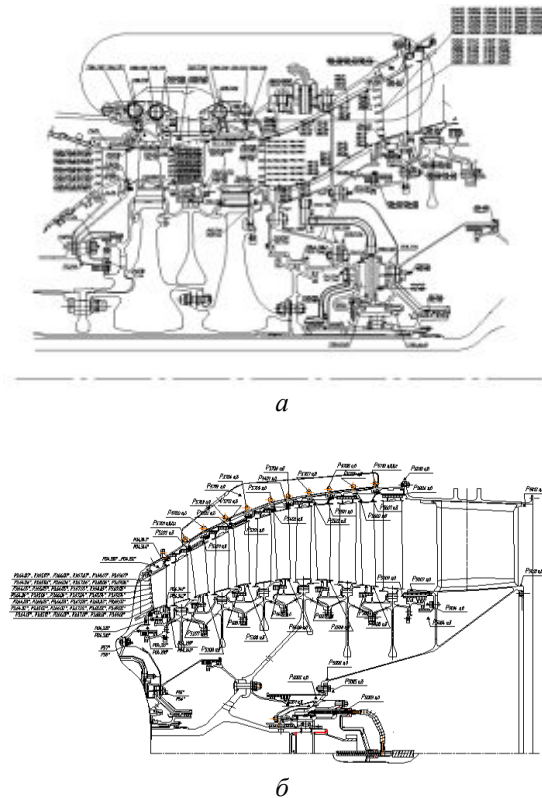


Рис. 2. Общий вид схемы препарирования ТВД (а) и ТНД (б)

В качестве модели турбулентности были выбраны BSL и SST модели. SST модель отличается от BSL модели дополнительным слагаемым, существенно уменьшающим турбулентную вязкость в пристеночном слое [1,2]. Параметры численной модели, ответственные за процесс смешения газа и плёнки (сеточное разрешение, толщина призматического слоя, турбулентное число Прандтля (Шмидта)) определялись на основе экспериментальных исследований плёночного охлаждения плоских пластин [3-5].

Результаты численного анализа и сравнение с экспериментальными данными. Анализ результатов верификации ТВД

Сравнительный анализ результатов численного моделирования ТВД с экспе-

риментальными данными, полученными при испытаниях двигателя, приведён на рис. 3 - 5. Распределение замеренной и расчётной полной температуры на входе в СЛ1 ТВД имеет некоторое расхождение, что связано с отсутствием кондиционных замеров температуры на входе. Характер-

ная кривая распределения полной температуры на входе принималась с определённым коэффициентом, обеспечивающим в процессе расчёта соответствие среднемассовой температуре (определённой по замерам) на входе в 2СЛ ТВД.

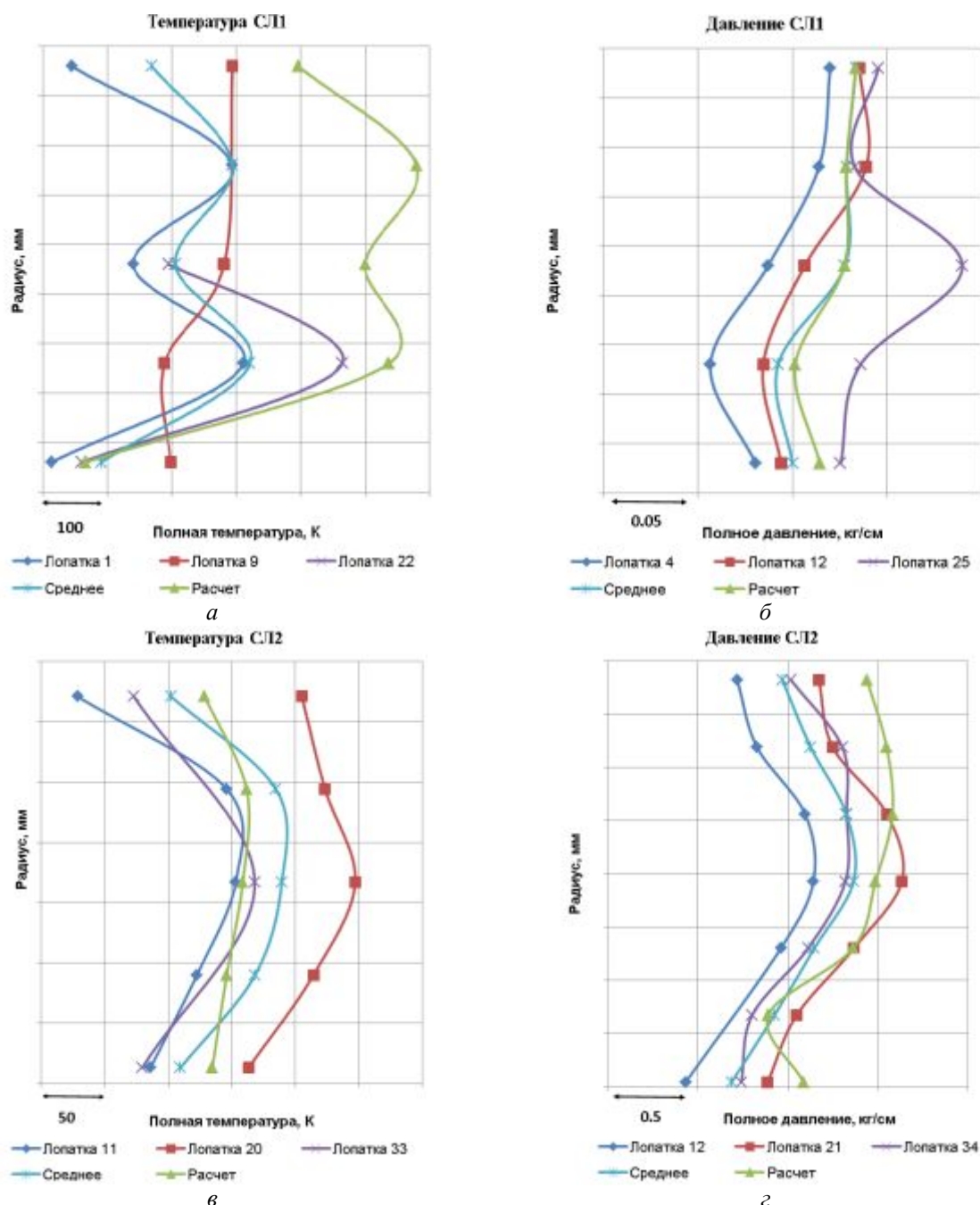


Рис. 3. Распределение полной температуры (а,в) и полного давления (б,г) на входе в сопловую лопатку первой и второй ступени ТВД

Кроме того, температура газа в полости между 1СЛ и 1РЛ ТВД существенно ниже при стационарном численном моделировании, что говорит о затекании в за-

зор горячего газа в эксперименте. Данный эффект можно наблюдать при нестационарной постановке.

Расчётная эпюра полного давления

на 2СЛ ТВД хорошо попадает в разброс показаний экспериментальных данных на различных лопатках, при этом характер распределения по высоте канала соответствует эксперименту (рис. 3). Анализ замеров статического давления на входе в 2СЛ ТВД показывает хорошее соответствие эксперимента и расчёта, как по корню, так и по периферии.

Распределение осреднённых в окружном направлении полных температур

и давлений по радиусу на выходе из ТВД приведено на рис. 4. Средняя полная температура на выходе из ТВД, полученная по результатам расчёта, имеет хорошее совпадение с экспериментальными данными с максимальной погрешностью в 10 градусов. Расчётная эпюра полного давления на выходе из ТВД также хорошо попадает в разброс показаний экспериментальных данных и имеет идентичный характер распределения по высоте.

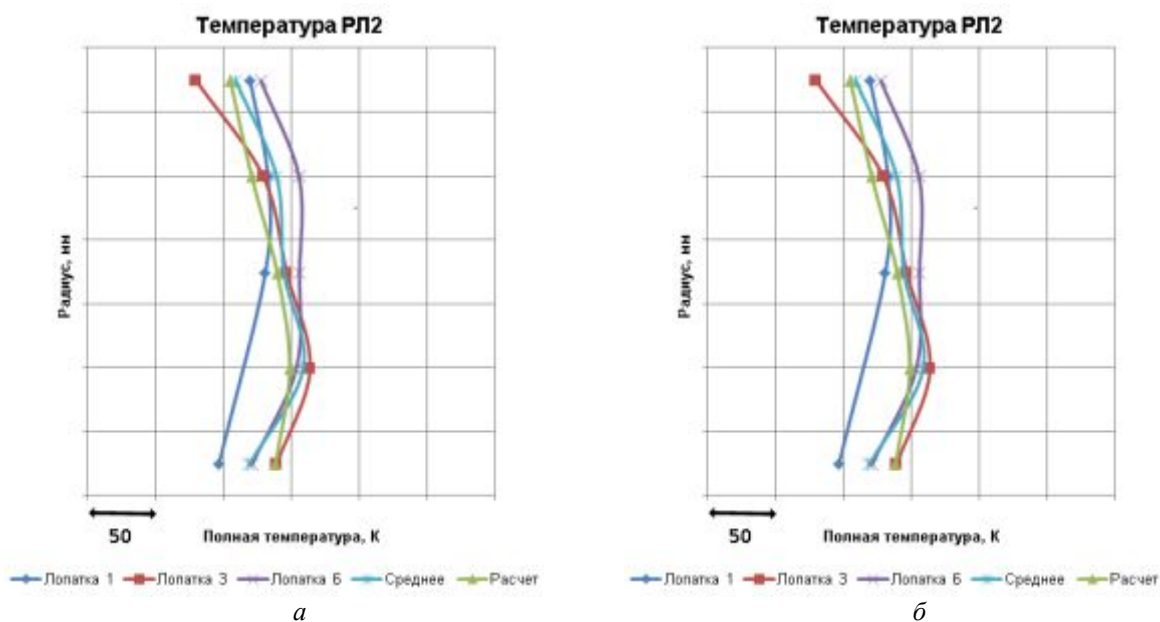


Рис. 4. Распределение полной температуры (а) и полного давления (б) на выходе из рабочей лопатки второй ступени ТВД

Среднее отклонение расчётного статического давления газа от замеренного по тракту ТВД не превышает 5% (рис. 5).

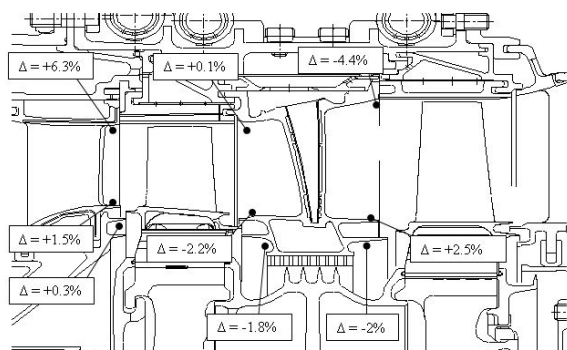


Рис. 5. Отклонение расчётных значений статического давления газа от измеренных по тракту ТВД

Расчётный и замеренный перепад полного давления на первой ступени хорошо совпадают, при этом наблюдается завышение перепада полного давления в

эксперименте по второй ступени ввиду завышения показаний замеров полного давления, установленных на входных кромках обтекателей (показания полного давления в среднем на $0,3 \text{ кг/см}^2$ выше, чем на гребёнках, установленных между стойками; рис. 6).

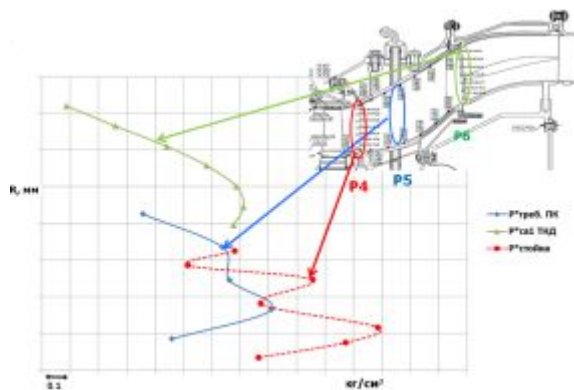


Рис. 6. Результаты измерения давления в переходном канале

Данное явление связано с ростом полного давления из-за торможения потока у стоек переходного канала, что приводит к завышению показаний замеров относительно среднеплощадного значения и уменьшению локального перепада на 2РЛ ТВД в этих местах. При численном моделировании в стационарной постановке отсутствует влияние обтекателей переходного канала на 2РЛ ТВД и отсутствует торможение потока [6-8].

Для анализа этого явления был проведён нестационарный расчёт 2РЛ ТВД совместно с переходным каналом и 1СЛ ТНД, который показал наличие зон локального повышения давления (рис. 7).

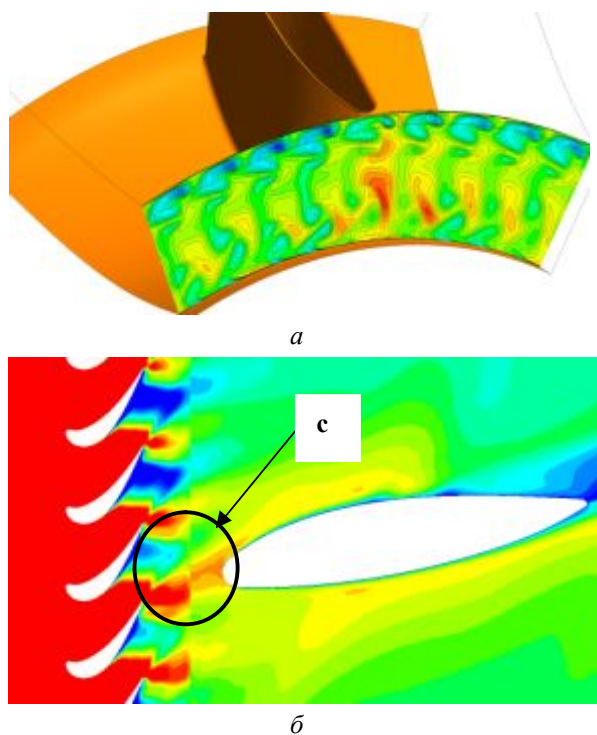


Рис. 7. Зона локального повышения давления (с) за 2РЛ ТВД по результатам нестационарного расчёта

Распределение потерь в переходном канале представлено на рис. 8. Большие потери (порядка 60%) на начальном участке 1-2 связаны с потерями на выравнивание потока за 2РЛ ТВД, оставшаяся часть перераспределяется между потерями со стойки переходного канала (15%) и потерями на трение и кривизну канала (25%).

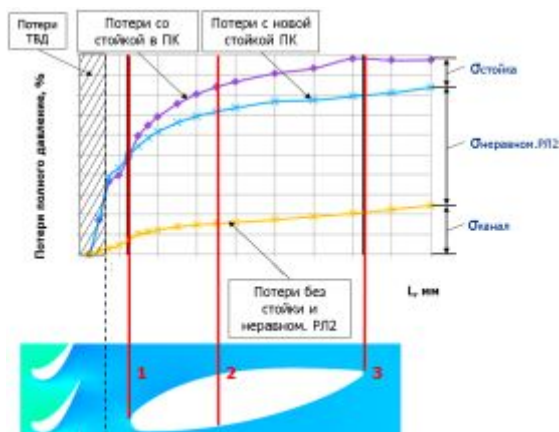


Рис. 8. Распределение потерь в переходном канале (нестационарный расчёт)

Для уменьшения влияния стойки переходного канала на работу 2РЛ ТВД был перепроектирован переходный канал ТВД и ТНД (перепрофилирована, наклонена и отодвинута от 2РЛ ТВД стойка переходного канала), что позволило уменьшить потери в переходном канале и увеличить КПД ТВД на 0,1%.

Анализ результатов верификации ТНД

В качестве граничных условий для верификации ТНД использовались измеренные значения параметров потока, полученные по результатам испытаний двигателя.

Расчётная эпюра полного давления на выходе из ТНД достаточно хорошо попадает в разброс показаний экспериментальных данных на различных лопатках, при этом характер распределения по высоте канала соответствует эксперименту (рис. 9).

Характер расчётной эпюры температуры на выходе из ТНД по высоте канала (рис. 9) также хорошо соответствует эксперименту, однако имеет место завышение расчётных значений температуры относительно среднего значения замера по гребёнкам на величину от 10° до 20°С. Данное явление связано с существенной окружающей неравномерностью поля температуры на выходе из камеры сгорания.

Сравнение замеренных и расчётных давлений по тракту представлено на рис. 10. Максимальное отклонение расчётных значений от экспериментальных не превышает 4,5%.

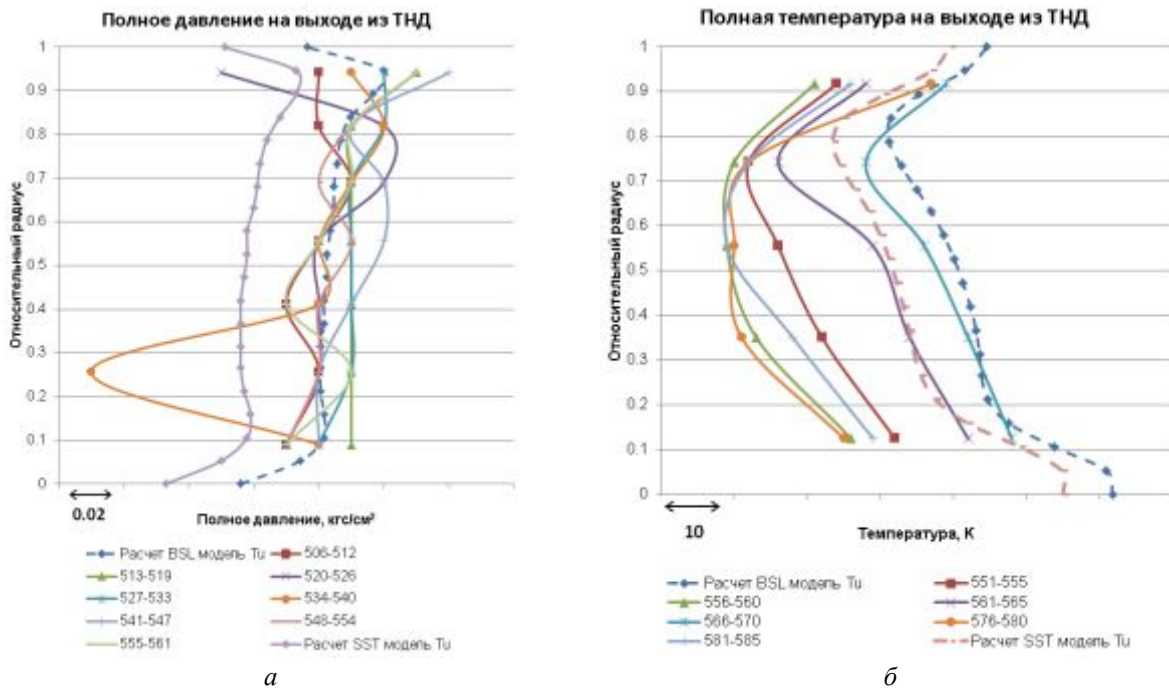


Рис. 9. Сравнение расчётного и экспериментального распределения по высоте полного давления и температуры на выходе из ТНД

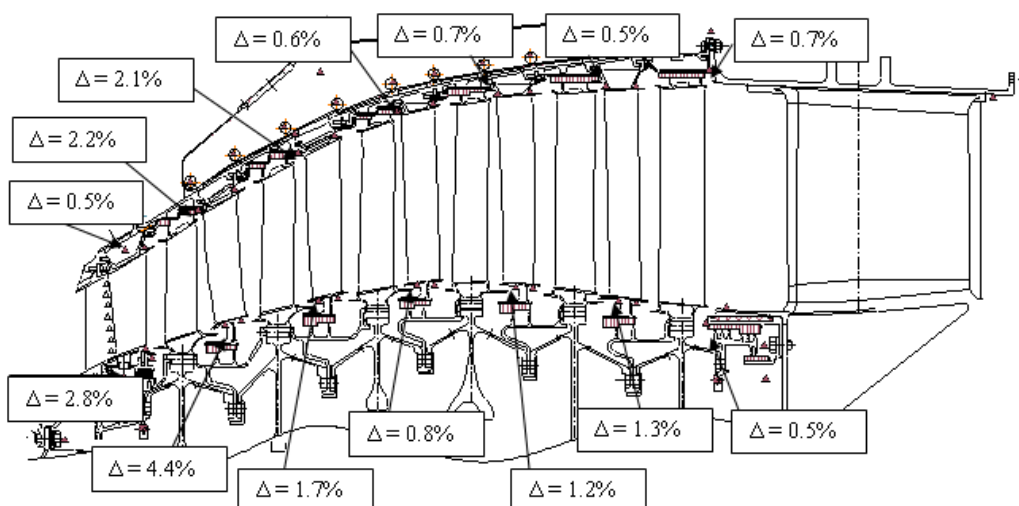


Рис. 10. Отклонение расчётных значений статического давления газа от измеренных по тракту ТНД

Оптимизация конструкции

По результатам трёхмерного анализа была проведена оптимизация конструкции ТВД, а именно:

- оптимизирована конструкция лабиринтного уплотнения промежуточного диска (утечка газа через лабиринт уменьшилась на 40%, КПД ТВД +0,1%);
- перепроектирован переходной канал ТВД и ТНД (уменьшено влияние стойки на 2РЛ ТВД, КПД ТВД +0,2%);

Внедрение комплексных мероприятий по оптимизации конструкции ТВД позво-

лило увеличить КПД ТВД на 0,3% по сравнению с исходным вариантом.

Выводы

По результатам проведённого сравнительного анализа расчётных моделей с экспериментальными данными подтверждена высокая эффективность турбин высокого и низкого давления в составе двигателя. Проведённый комплекс мероприятий по доводке существующей конструкции ТВД – оптимизация конструкции лабиринтного уплотнения промежуточного диска и стойки переходного канала позво-

лили увеличить расчётный КПД на 0,3%, уменьшить себестоимость изготовления элементов задней опоры и увеличить циклический ресурс лопаток по сравнению с исходным вариантом.

Таким образом, внедрение в практику проектирования методик, решающих задачу сквозного численного моделирования ТВД и ТНД, позволяет существенно повысить точность предсказания полу-

чаемых параметров узлов, увеличить эффективность их охлаждения при сокращении расхода охлаждающего воздуха, уменьшить себестоимость изготовления, а также проводить комплексный учёт влияния различных факторов на аэродинамику и тепловое состояние деталей турбин в едином программно-вычислительном комплексе [9,10].

Библиографический список

1. Menter F.R. Influence of Freestream Values on $k-\omega$ Turbulence Model Predictions // AIAA Journal. 1992. V. 30, no. 6. P. 1657-1659.

2. Menter F.R. Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows // 24th Fluid Dynamics Conference. 1993. Orlando, Florida.

3. Baldauf S., Schulz A., Wittig S. High-Resolution Measurements of Local Effectiveness From Discrete Hole Film Cooling // Journal of Turbomachinery. 2001. V. 123. P. 758-765.

4. Baldauf S., Scheurlen M., Schulz A., Wittig S. Correlation of Film Cooling Effectiveness from Thermographic Measurement at Engine Like Conditions // Proceedings of ASME Turbo Expo 2002: Heat Transfer, Manufacturing Materials and Metallurgy. 2002. V. 3 A. P. 149-162.

5. Murari S., Sunnam S., Liu J.S. Steady State and Transient CFD Studies on Aerodynamic Performance Validation of a High Pressure Turbine // Proceedings of ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. 2012. V. 8, parts A, B, and C. P. 2067-2077

6. Тихонов А.С., Самохвалов Н.Ю.,

Сендюров С.И., Бажин С.В. Аэродинамическое и тепловое проектирование тракторных поверхностей горячей части турбины современного газотурбинного двигателя // Вестник двигателестроения. 2012. № 2. С. 99-104.

7. Тихонов А.С., Самохвалов Н.Ю. Тепловое проектирование разрезных колец турбин методами численного моделирования в сопряженной постановке // Труды МАИ. 2012. № 52. С. 19.

8. Тихонов А.С., Самохвалов Н.Ю. Анализ использования профилированных отверстий перфорации для повышения качества плёночного охлаждения спинки сопловых лопаток турбин // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16, № 5(50). С. 20-27.

9. Сендюров С.И., Тихонов А.С. Разработка и сравнительный анализ эффективности конструктивных решений по улучшению качества охлаждения сопловой лопатки турбины // Газотурбинные технологии. 2010. № 10. С. 12-17.

10. Иноземцев А.А., Сендюров С.И. Исследование и проектирование систем охлаждения сопловых лопаток высоконагруженных газовых турбин // Тяжёлое машиностроение. 2010. № 9. С. 2-4.

Информация об авторах

Иноземцев Александр Александрович, Управляющий директор – генеральный конструктор, ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь. Область научных интересов: конструирование авиационных двигателей.

Хайрулин Вадим Тахирович, инженер-конструктор-расчётчик второй ка-

тегории отдела турбин, ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь. E-mail: khairulin@avid.ru. Область научных интересов: проектирование турбин, численное моделирование, тепловая и газодинамика.

Самохвалов Николай Юрьевич, инженер – конструктор – расчётчик третьей категории отдела турбин, ОАО «Авиа-

двигатель», г. Пермь. E-mail: samohvalov@avid.ru. Область научных интересов: проектирование турбин, численное моделирование, тепловая и газодинамика.

Тихонов Алексей Сергеевич, кандидат технических наук, инженер-

конструктор-расчётчик второй категории отдела турбин, ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь. E-mail: tikhonov4@yandex.ru. Область научных интересов: проектирование турбин, численное моделирование, газодинамика.

DEVELOPMENT OF METHODS OF DESIGNING MODERN GAS TURBINES

© 2014 A.A. Inozemtsev, V.T. Khairulin, A.S. Tikhonov, N.Yu. Samokhvalov

Open Joint Stock Company «Aviadvigatel», Perm, Russian Federation

The paper is focused on the evaluation of integral and local parameters of advanced aero engine high-pressure and low-pressure turbines using the method of 3D numeric simulation in ANSYS CFX. The models used were very detailed high-pressure and low-pressure turbine models with adjoined cavities and a transition duct consisting of 577 million finite elements. Numerical analysis was conducted both in stationary and non-stationary setup using BSL and SST models of turbulence. The resulted design data were verified against the turbine test results. Deviations between design and test data, both local and integral, are insignificant (local deviation is not more than 5%). The results of numerical analysis show high level of turbines' efficiency. The current configuration was optimized based on the results of verification, which allowed increasing HPT design efficiency by 0.4%. The model was taken as a basis for a series of works aimed at improving the key parameters of both individual turbine components and the module on the whole.

High-pressure turbine, low-pressure turbine, numerical study, aerodynamic efficiency, experimental analysis.

References

1. Menter F.R. Influence of Freestream Values on $k-\omega$ Turbulence Model Prediction // AIAA Journal. 1992. V. 30, no. 6. P. 1657-1659.
2. Menter F.R. Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows // 24th Fluid Dynamics Conference. 1993. Orlando, Florida.
3. Baldauf S., Schulz A., Wittig S. High-Resolution Measurements of Local Effectiveness From Discrete Hole Film Cooling // Journal of Turbomachinery. 2001. V. 123. P. 758-765.
4. Baldauf S., Scheurlen M., Schulz A., Wittig S. Correlation of Film Cooling Effectiveness from Thermographic Measurement at Engine Like Conditions // Proceedings of ASME Turbo Expo 2002: Heat Transfer, Manufacturing Materials and Metallurgy. 2002. V. 3 A. P. 149-162.
5. Murari S., Sunnam S., Liu J.S. Steady State and Transient CFD Studies on Aerodynamic Performance Validation of a High Pressure Turbine // Proceedings of ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. 2012. V. 8, parts A, B, and C. P. 2067-2077
6. Tikhonov A.S., Samokhvalov N.Yu., Sendyuryov S.I., Bazhin S.V. Aerodynamic and thermal designing of passageway surfaces of the hot section of modern GTE turbine // Vestnik dvigatelestroeniya. 2012. No. 2. P. 99-104. (In Russ.)
7. Tikhonov A.S., Samokhvalov N.Yu. Split ring thermal engineering based on co-production numerical simulation // Trudy MAI. 2012. No 52. P. 19 (In Russ.)
8. Tikhonov A.S., Samokhvalov N.Yu. Analysis of using shaped cooling holes to improve the quality of film cooling on the

suction side of turbine nozzle guide vanes // Vestnik UGATU. 2012. V. 16, no. 5(50). P. 20-27. (In Russ.)

9. Sendyuryov S.I., Tikhonov A.S. Development and comparative analysis of the effectiveness of design solutions for the refinement of turbine vane cooling // Gas turbo

technology. 2010. No. 10. P. 12-17. (In Russ.)

10. Inozemtsev A.A., Sendyuryov S.I. Investigation and design of high-loaded turbine vane's cooling systems // Russian journal of heavy machinery 2010. No. 9. P. 2-4. (In Russ.)

About the authors

Inozemtsev Aleksandr Aleksandrovich, Managing Director & General Designer of Open Joint Stock Company "Aviadvigatel", Perm. Area of Research: design of aircraft engines.

Khairulin Vadim Takhirovich, engineer, Turbine Design Department, Open Joint Stock Company «Aviadvigatel», Perm. E-mail: khairulin@avid.ru. Area of Research: turbine design, numerical modeling, thermal- and gas dynamics.

Samokhvalov Nikolay Yurievich, engineer, Turbine Design Department, Open

Joint Stock Company «Aviadvigatel», Perm. E-mail: samokhvalov@avid.ru. Area of Research: turbine design, numerical modeling, thermal- and gas dynamics.

Tikhonov Aleksey Sergeevich, Candidate of Science (Engineering), engineer, Turbine Design Department, Open Joint Stock Company «Aviadvigatel», Perm. E-mail: tikhonov4@yandex.ru. Area of Research: turbine design, numerical modeling, gas dynamics.

УДК 621.454.2

CFD-МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В НАСОСЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ОКИСЛИТЕЛЯ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2014 В.М. Зубанов, Л.С. Шаблий

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

Выполнено CFD-моделирование рабочего процесса в насосе окислителя турбонасосного агрегата в программе ANSYS CFX, теоретический расчёт по аналитическим соотношениям на основании геометрических данных и сравнение результатов двух способов расчёта. При построении модели проточной части насоса встречены проблемы, вызванные неточностями чертежа. Радиус скругления в области горла улитки пришлось уменьшить, иначе модель топологически не соответствовала оригиналу. Данные по углам потока на входе и выходе из центробежного рабочего колеса отсутствовали на чертежах. Эти лопаточные углы определялись по построенной ранее геометрической модели. При анализе первых результатов CFD-расчёта было обнаружено отрицательное давление перед лопатками крыльчатки. Увеличение количества элементов в этом месте расчётной модели позволило снизить область отрицательного давления. Погрешность CFD-моделирования относительно аналитического решения в тракте насоса не превышает 11% по параметрам полного и статического давления. Результаты данной работы могут дать наглядное представление о процессах, происходящих при работе насоса высокого давления турбонасосного агрегата. Полученная расчётная модель может использоваться для дальнейшего исследования рабочих процессов в насосах на жидком кислороде.

CFD, турбонасосный агрегат (ТНА,) жидкостный ракетный двигатель (ЖРД), расчётная модель.

При проектировании современных ЖРД необходимо добиваться максимальной тяги за счёт создания значительного давления в камере сгорания, которое способна обеспечить только насосная подача топлива. Понимание процессов, протекающих в насосах, позволяет сократить объём доводки ЖРД.

В данной работе выполнено моделирование рабочего процесса в насосе высокого давления окислителя турбо-

насосного агрегата, теоретический расчёт на основании геометрических данных и сравнение двух способов расчёта.

CFD-моделирование насоса выполнялось в пять этапов:

1. Создание геометрических моделей крыльчатки (рис. 1) и корпуса (рис. 2) насоса в программе Siemens NX, импорт моделей в DesignModeler для создания модели проточной части.

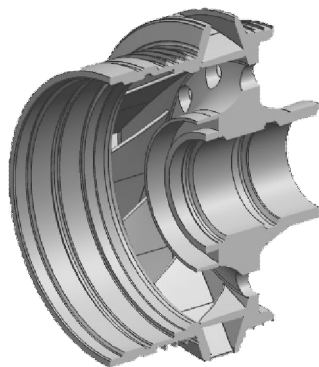


Рис. 1. Геометрическая модель крыльчатки насоса

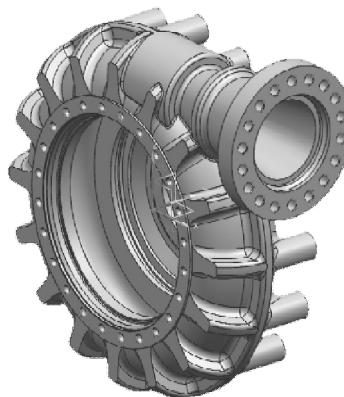


Рис. 2. Геометрическая модель корпуса насоса

2. Наложение расчётной сетки на геометрическую модель в программе ANSYS Meshing.

3. Задание параметров насоса, необходимых для моделирования рабочего процесса в программе ANSYS CFX (свойства рабочего тела, давление, массовый расход).

4. Решение построенной математической модели в программе ANSYS CFX.

5. Анализ полученных результатов расчётов с помощью программы ANSYS CFD-Post.

Геометрические модели крыльчатки и корпуса создавались в программе Siemens NX по чертежам с использованием препарированных образцов деталей. Далее на основе геометрической модели была создана модель проточной части булевой операцией вычитания созданной геометрической модели из «заготовки» – тела цилиндрической формы, соответствующего по габаритам проточной части насоса.

Входную часть ротора для получения устойчивого решения задачи пришлось удлинить по сравнению с чертежом. Проточная часть за разгрузочными отверстиями не моделировалась ввиду того, что при отсутствии утечек расход через неё отсутствует. Для упрощения расчёта [1] использовалась секторная 30-градусная модель – элемент проточной части вокруг одной лопатки ротора (рис. 3).

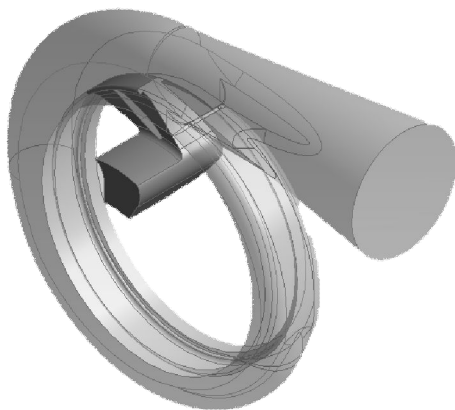


Рис. 3. Модель проточной части насоса

При создании в CAD системе Siemens NX модели прочной части улитки

– корпуса насоса высокого давления – возникали проблемы, вызванные неточностями чертежа. В частности, радиус скругления в области горла улитки пришлось сделать равным 2,2 мм вместо указанных на чертеже 2,5 мм, иначе модель топологически не соответствовала оригиналу (рис. 4).

Также были встречены затруднения при построении улитки в месте перехода языка спирального сборника в диффузор (рис. 5). Последнее сечение на выходе спирального сборника не совпадает с сечением входа конического диффузора из-за того, что их оси пересекаются под небольшим углом. Поэтому с внешней стороны наблюдается ребро, которого нет на чертеже. При построении модели в Siemens NX оно было скруглено радиусом 30 мм.

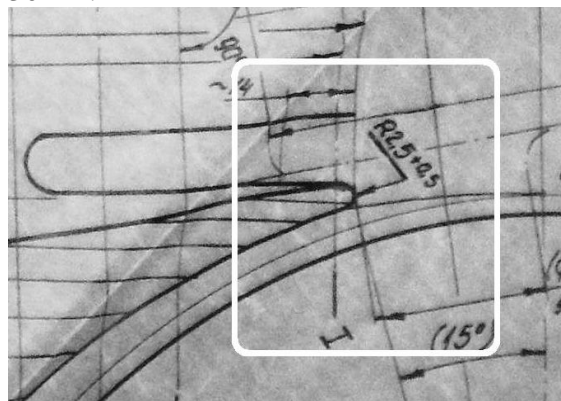


Рис. 4. Горло улитки

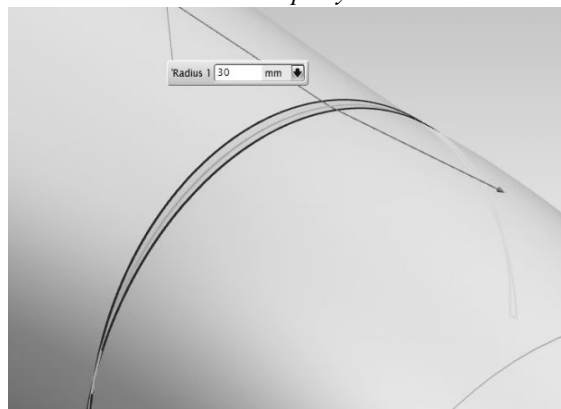


Рис. 5. Переход языка спирального сборника в диффузор

Построение сетки выполнялось в ANSYS Meshing. При генерации сетки использовался алгоритм разбиения *Path Independent* с расширенной размерной функцией элементов ASF: *On: Curvature*, основанной на оценке кривизны геомет-

рии. Также на области скругления горла улитки был применён метод *FaceSizing* для локального уменьшения размера элемента до 3 мм. Это позволило на сложной геометрии получить расчётную сетку из 2,1 млн. расчётных ячеек с качеством (*ElementQuality*) более 0,40 и скошенностью (*Skewness*) менее 0,63, что удовлетворяет требованиям большинства CFD-решателей [2].

В качестве исходных данных для проведения моделирования были заданы:

- параметры рабочего тела – жидкого кислорода при температуре 90 К (динамическая вязкость 0,00022 Па•с, плотность 1141 кг/м³, молярная масса 32 кг/кмоль), изменение температуры и вязкости отсутствует;
- частота вращения ротора (17460 об/мин);
- полное давление на входе в насос в неподвижной системе координат (12,08 МПа);
- массовый расход на выходе из насоса (374 кг/с);
- процессы абсолютно установившиеся (моделирование проводилось в стационарной постановке);
- модель турбулентности k-ε [3];
- интенсивность турбулентности на входе (5%);
- тип интерфейса «ротор-статор» *Stage Average Velocity*;
- отсутствие вибраций;
- отсутствие шероховатости поверхностей (стенки гладкие);
- отсутствие кавитации.

Чтобы провести компьютерные расчёты с большей точностью при меньших затратах времени, в процессе моделирования были использованы некоторые приёмы. В частности, применение переменного множителя масштаба времени *TimescaleFactor*. Суть метода в проведении вычислений в несколько этапов с поэтапным повышением временного шага (*TimescaleFactor*) от 0,001 до 1.

Распределение полного давления, полученное в расчёте, представлено на рис. 6.

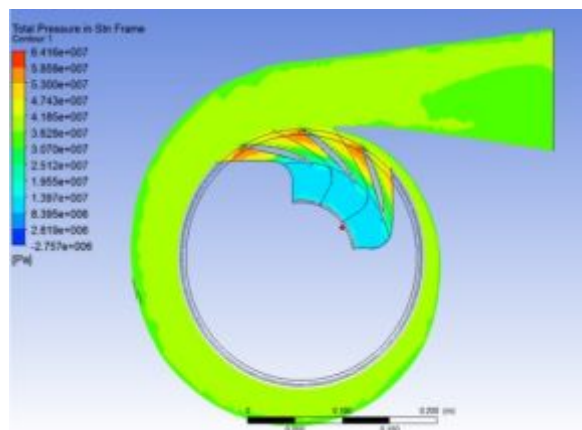


Рис. 6. Распределение полного давления, полученное в расчёте

На картинке полного давления можно видеть отрицательные значения давления перед лопаткой (рис. 7). Это объясняется тем, что параметры при CFD-расчётах определяются в ячейках, которых в данном месте оказывается недостаточно. Увеличение количества элементов сетки в этом месте расчётной модели помогло снизить область отрицательного давления. Чтобы избавиться от данной области окончательно надо учитывать в CFD-модели процессы кавитации.

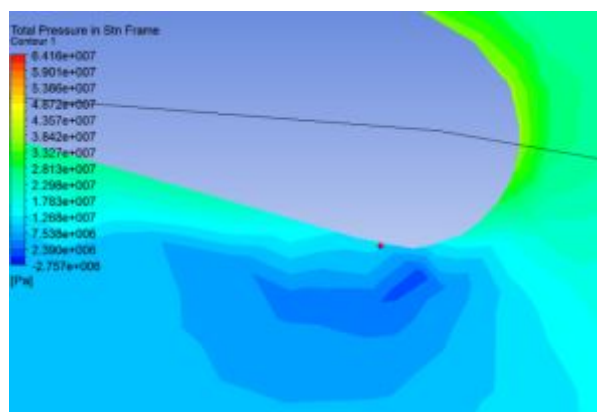


Рис. 7. Вход в центробежную часть перед лопаткой насоса

Распределение полной скорости показано на рис. 8.

Теоретический расчёт выполнялся по аналитическим соотношениям теории лопаточных машин [4]. В качестве исходных данных для проведения моделирования были заданы те же параметры, что и при CFD-моделировании, а также:

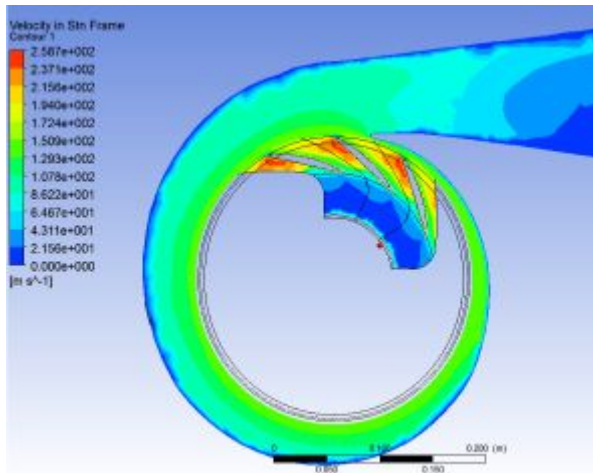


Рис. 8. Распределение полной скорости по тракту насоса

- давление упругости паров кислорода (100 кПа);
- величина расходного КПД насоса (0,88).

Данные по углам потока на входе и выходе из центробежного рабочего колеса (ЦБРК) отсутствовали на чертежах. Эти лопаточные углы определялись по построенной ранее геометрической модели (рис. 9, 10).

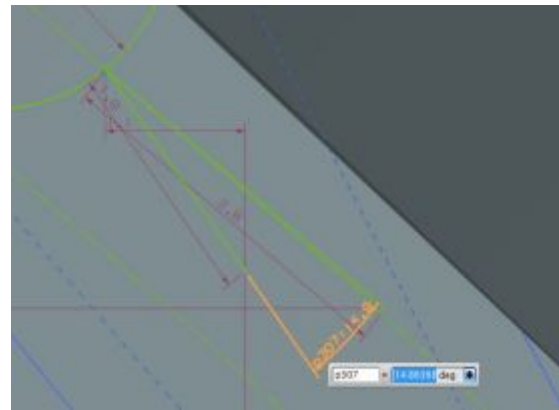


Рис. 9. Лопаточный угол на входе в ЦБРК



Рис. 10. Лопаточный угол на выходе из ЦБРК

Сравнение аналитического расчёта и CFD-моделирования показано в табл. 1 и на рис. 11.

Таблица 1 – Сравнение результатов аналитического расчёта и CFD-моделирования

Вид расчёта	$p_{вх}$, МПа	$p_{вх}^*$, МПа	p_2 , МПа	p_2^* , МПа	p_Γ , МПа	p_Γ^* , МПа	$p_{вых}$, МПа	$p_{вых}^*$, МПа	β_1 , град	β_2 , град
CFD-моделирование	11,89	12,08	28,72	37,74	32,57	36,91	35,83	36,46	7,16	16,86
Аналитический	8,32	12,08	25,91	41,41	31,09	39,87	37,80	38,34	7,1	16,9
Разница, %	42,9	0	10,8	8,9	4,8	7,4	5,2	4,9	0,84	0,24

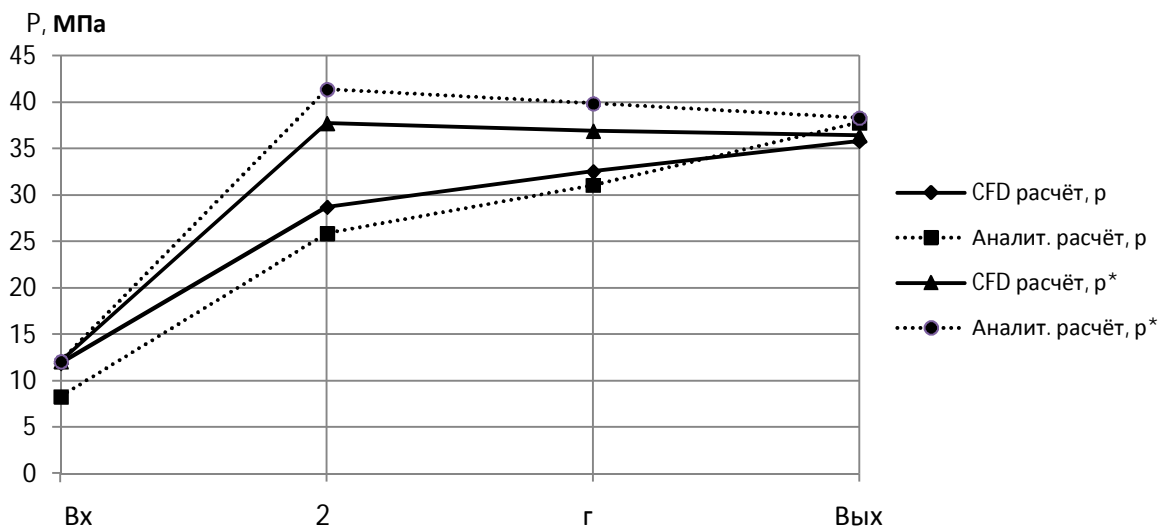


Рис. 11. Распределение давлений по сечениям в насосе: Вх – сечение перед крыльчаткой; 2 – на выходе из крыльчатки; Г – в области горла; Вых – на выходе из насоса

Полученные результаты имеют относительные погрешности до 10,8% (не считая $p_{вх}$). Возможная причина высоких погрешностей - ряд допущений, которые были сделаны при моделировании. Тем не менее, результаты данной работы могут дать наглядное представление о процессах, происходящих при работе насоса окислителя высокого давления турбонасосного агрегата.

После верификации с экспериментальными данными результаты данной работы могут быть использованы при доводке ТНА [5].

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Шаблий Л.С., Попов Г.М., Колмакова Д.А. Подходы к формированию параметрических моделей лопаточных машин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 3(34), часть 3. С. 285-292.

2. ANSYS CFX Solver Modeling guide. ANSYS CFX Release 11.0 / Canons-burg: ANSYS, Inc., 2006. 566 p.

3. Зубанов В.М., Кривцов А.В., Штрауб А.А. Исследование влияния параметров сетки и моделей турбулентности на результаты CFD – расчётов пло-

ских турбинных решёток // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 3(34), часть 2. С. 185-191.

4. Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Проектный расчёт шнекоцентробежного насоса: учебное пособие. Самара: СГАУ, 2006. 64 с.

5. Попов Г.М., Колмакова Д.А., Кривцов А.В. Газодинамическая и прочностная доводка малоразмерной осевой турбины // Электронный журнал «Труды МАИ», 2013. № 71. С. 10

Информация об авторах

Шаблий Леонид Сергеевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shelbigt500@mail.ru. Область научных интересов: лопаточные машины, численные методы расчёта, программирование.

Зубанов Василий Михайлович, студент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: wakes91@gmail.com. Область научных интересов: лопаточные машины, численные методы расчёта, моделирование рабочих процессов тепловых машин.

CFD-MODELING OF PROCESSES IN A HIGH-PRESSURE OXIDIZER PUMP FOR THE TURBOPUMP ASSEMBLY OF A LIQUID ROCKET ENGINE

© 2014 V.M. Zubanov, L.S. Shabliy

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The article presents CFD modeling of the work process in the oxidizer pump of a turbopump assembly using the ANSYS CFX software, as well as the comparison of numerical and theoretical calculations of the analytical relations based on geometric data. Problems were encountered when modeling the flow of the pump due to inaccuracies in the drawing. The spherical radius in the area of the volute chamber throat had to be reduced, otherwise the model would not be topologically consistent with the original. The data on the vane angles at the inlet and outlet of the centrifugal impeller were absent in the drawings. The blade angles were determined by the previously constructed geometric model. Negative pressure at the entrance of the impeller vanes was found in the analysis of the first results of CFD-calculation. Increasing the number of elements in this part of the calculation model made it possible to reduce the area of the negative pressure. CFD-modeling error with respect to the analytical solution does not exceed 11% by the parameters of total and static pressure. The results of the work can provide a visual representation of the processes taking place during the operation of the high-pressure pump of a turbopump assembly. The CFD-model can also be used for further research of work processes in liquid oxygen pumps to reduce the number of development tests.

CFD, turbopump assembly, liquid rocket engine (LRE), calculation model.

References

1. Shabliy L.S., Popov G.M., Kolmakova D.A. Approaches to parametric models of blade machines formation // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2012. No. 3(34), part 3. P. 285-292. (In Russ.)
2. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide (2011) ANSYS, Inc.
3. Zubanov V.M., Krivtsov A.V., Shtraub A.A. The parameters of turbulence models and grids investigation on cfd results of plane turbine cascade // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2012. No. 3(34), part 2. P. 185-191. (In Russ.)
4. Matveev V.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M. Proektnyi raschet shnekotsentrobezhnogo nasosa [Design of a screw centrifugal pump]. Samara: Samara St. Aerosp. Univ. Publ., 2006. 64 p.
5. Popov G.M., Kolmakova D.A., Krivcov A.V. Gas dynamic and strength finishing of a small axial turbine // Trudy MAI. 2013. No. 71. P. 10.(In Russ.)

About the authors

Shabliy Leonid Sergeevich, Candidate of Science (Engineering), Assistant of the Aircraft Engines Theory Department, Samara State Aerospace University. E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Area of Research: blade machines, numerical calculations, programming.

Zubanov Vasily MiKhailovich, undergraduate student, Samara State Aerospace University. E-mail: waskes91@gmail.com. Area of Research: blade machines, numerical calculations, processes of combustion, heat exchange and diffusion.

УДК 621.412

ВЛИЯНИЕ ШАТЛ-ЭФФЕКТА НА ИНТЕНСИФИКАЦИЮ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В ДВИГАТЕЛЕ СТИРЛИНГА

© 2014 В.А. Савченко, С.П. Столяров

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Статья описывает метод вычисления негативных тепловых потоков в цилиндро-поршневой группе двигателя Стирлинга. Одними из наиболее значимых являются шатл-эффект и насосные потери. Во вступительной части статьи описывается физическая сторона исследуемых явлений. Представлены основные зависимости, рекомендованные исследователями для вычисления шатл-эффекта и насосных потерь. С целью расчёта указанных тепловых потерь разработана математическая модель. Модель основана на представлении явления как квазистационарного радиального переноса тепла посредством конвекции и лучеиспускания. Представлена система алгебраических дифференциальных уравнений теплообмена между единичными элементами массивов. Система основных уравнений решается численным методом интегрирования (разновидность метода Эйлера - метод предельной верхней релаксации). В программу расчёта встроены алгоритмы контроля точности производимых вычислений. Алгоритм использован для расчёта шатл-эффекта и насосных потерь для двигателя Стирлинга 1P30/6, созданного в Санкт-Петербургском государственном морском техническом университете. Дополнительно создана методика нахождения коэффициента теплоотдачи в зазоре между колпаком поршня-вытеснителя и стенкой цилиндра. Выполнено исследование степени влияния конструктивных параметров двигателя на рассматриваемые явления. Построены диаграммы ранжирования, наглядно демонстрирующие полученные результаты.

Двигатель Стирлинга, поршень-вытеснитель, шатл-эффект, математическая модель, коэффициент теплоотдачи.

Для машин, работающих по циклу Стирлинга, обязательным условием достижения максимальной эффективности и мощности является наличие значительного температурного градиента между горячим и холодным цилиндрами. Рассматривая распределение тепловых потоков в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) двигателя, следует учитывать отрицательное влияние, оказываемое на рабочий процесс перетечками тепла в осевом направлении. При возвратно-поступательном перемещении поршня-вытеснителя происходит сложный теплообменный процесс взаимодействия боковой поверхности поршня с рабочим телом в зазоре и стенкой цилиндрической втулки. Составными элементами процесса являются конвекция и лучеиспускание. При нахождении поршня в нагретой области головка поршня воспринимает тепло, которое впоследствии при перемещении поршня в холодную часть цилиндра, отдаёт в охладитель. Данное явление получило название шатл-эффекта. Помимо радиального переноса тепла шатл-эффект оказывает влияние на рас-

пределение температуры цилиндрической втулки по высоте, увеличивая температурный градиент и тем самым интенсифицируя тепловой поток в аксиальном направлении.

При движении поршня возникают насосные потери, также именуемые апендиксными. Под действием переменного давления по разные стороны уплотнительного кольца рабочее тело утекает и вытекает в кольцевую полость, образованную поршнем - вытеснителем и цилиндрической втулкой. Перемещение газа происходит в направлении, противоположном направлению движения поршня. Поскольку выходящий из зазора газ имеет более высокую температуру, чем поступающий из охладителя, имеет место потеря количества теплоты вследствие компенсации названного явления.

Отрицательное воздействие связано с тем, что шатл-эффект и насосные потери увеличивают нагрузку на систему охлаждения двигателя и снижают эффективность термодинамического цикла.

Целью исследования является создание математической модели для определения величины дополнительных тепловых перетечек из горячей в холодную полость в ЦПГ двигателей Стирлинга вытеснительного типа. На основании разработанной модели ставится задача изучить влияние конструктивных параметров двигателя на величину шатл-эффекта, а также сформулировать рекомендации по снижению негативного воздействия явления на рабочий процесс двигателя Стирлинга.

Расчёты производились для двигателя Стирлинга - схемы 1Р30/6. Двигатель 1Р30/6 создан в Санкт-Петербургском государственном морском техническом университете в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007-2012 годы» по договору с головным исполнителем - некоммерческим партнерством «Национальное Углеродное Соглашение» [1]. Основные работы по изготовлению деталей и узлов двигателя были выполнены ООО «Квалитет» под руководством А.С. Матвеева.

Двигатель предназначен для работы в составе автономной многотопливной когенерационной установки суммарной мощностью до 10 кВт, преимущественно работающей на древесном топливе. Рабочим телом двигателя является воздух, расчётная мощность 2 кВт электрической энергии, до 10 кВт тепловой энергии, среднее давление рабочего тела 1 МПа, температура нагревателя 773 К, температура охладителя 363 К, частота вращения коленчатого вала 500 об/мин [2].

Теоретически можно выделить несколько наиболее важных параметров, оказывающих влияние на величину шатл-эффекта [3, 4]: скорость движения поршня (1), закон движения поршня (2), градиент температуры вдоль стенки (3), величина газового зазора между головкой поршня и стенкой цилиндра (4), длина поршня (5), ход поршня (6), теплофизические свойства поршня, цилиндрической втулки, рабочего

тела (7), толщина стенки цилиндра и поршня (8), диаметр поршня (9), поперечный градиент температуры в поршне и цилиндре (10).

Большинство исследователей шатл-эффекта утверждают, что его значение мало по сравнению с общим подводом энергии к системе. Насосные потери составляют величину меньшего порядка. Данные высказывания подтверждаются расчётами по наиболее известным упрощённым зависимостям.

У. Мартини в работе [4] предлагает формулу для грубой оценки шатл-эффекта в виде

$$Q_{ш} = \frac{(Y_K)(Z_K)(S_g)^2(\lambda_{заза})(T_H - T_X) \cdot d_{вт в}}{(\delta_{зазор})(L_{выт})},$$

где $Z_K = \frac{\pi}{8}$ - коэффициент, зависящий от закона изменения движения поршня-вытеснителя; S_g - ход поршня-вытеснителя; $\lambda_{заза}$ - коэффициент теплопроводности рабочего тела при данной температуре; T_H - температура на теплообменной стенке нагревателя; T_X - температура холодильника; $d_{вт в}$ - внутренний диаметр втулки цилиндра; $\delta_{зазор}$ - средний зазор между поршнем-вытеснителем и втулкой; $L_{выт}$ - высота поршня-вытеснителя; $Y_K = \frac{L_B}{1+(L_B)^2}$ - коэффициент, учитывающий частоту перемещения и характеристики стенки цилиндра; $L_B = 1 + \frac{1}{2\pi} \frac{\lambda_{заза}}{\delta_{зазор}} \left(\frac{L_{T1}}{\lambda_{выт}} + \frac{L_{T2}}{\lambda_{ц}} \right)$ - коэффициент, учитывающий скорость изменения температуры; $L_{T1} = 2\pi \sqrt{\frac{2(T_{D1})}{\omega_{кв}}}$ - длина температурной волны в поршне - вытеснителе; T_{D1} - коэффициент температуропроводности материала поршня - вытеснителя; $\lambda_{выт}$ - коэффициент теплопроводности материала поршня-вытеснителя при данной температуре; $\rho_{выт}$ - плотность материала поршня-вытеснителя при данной температуре; $c_{р выт}$ - удельная теплоёмкость материала поршня-вытеснителя при данной температуре; $\omega_{кв}$ - угловая частота вращения коленчатого вала двигателя; $L_{T2} =$

$2\pi \sqrt{\frac{2(T_{D2})}{\omega_{кв}}}$ – длина температурной волны во втулке цилиндра; T_{D2} – коэффициент температуропроводности материала втулки цилиндра; $\lambda_{вт}$ – коэффициент теплопроводности материала втулки цилиндра; $\rho_{вт}$ – плотность материала втулки цилиндра; $c_{р\ вт}$ – удельная теплоёмкость материала втулки цилиндра.

Г. Уокер обобщил результаты обзорной работы У. Мартини и получил следующее соотношение для расчёта интенсивности шатл-эффекта [3]

$$Q_{ш} = 0,4 \frac{S_g^2 \cdot \lambda_{газа} \cdot D_{II} (T_{Г} - T_{Х})}{\delta_{зазор} \cdot L_{выт}},$$

где D_{II} – диаметр рабочего поршня; $T_{Г}$ – температура горячего цилиндра.

Циммерман и Рейдбаф уточнили предложенный Г. Уокером подход и предложили соотношение, которое связывает общие потери шатл-эффектом при максимальной и минимальной интенсивности [3]

$$Q_{ш} = \frac{1}{\frac{1}{Q_{ш\ в}} + \frac{1}{Q_{ш\ н}}},$$

где $Q_{ш\ в} = Q_{ш}$ – значение шатл-эффекта, вычисляемое по формуле Г. Уокера.

Глубина прогрева [3]

$$d_{\lambda} = \left(\frac{\lambda_{выт}}{n_{кв} \cdot \pi \cdot c_{р\ газа} \cdot \rho_{газа}} \right)^{0,5},$$

где $n_{кв}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя; $c_{р\ газа}$ – удельная теплоёмкость рабочего тела; $\rho_{газа}$ – плотность рабочего тела.

Для минимальной интенсивности

$$Q_{ш\ н} = 0,354 \frac{D_{II} \cdot S_g^2 (T_{Г} - T_{Х}) (\lambda_{выт} \cdot n_{кв} \cdot \pi \cdot c_{р\ газа} \cdot \rho_{газа})^{0,5}}{L_{выт}}.$$

Данная формула применима при условии выполнения неравенства, приведённого в [3]:

$$d_{\lambda} < \frac{d_{выт\ вн}}{2} + \frac{d_{вт\ вн} - d_{вт\ в}}{2},$$

где $d_{выт\ вн}$ – внешний диаметр поршня – вытеснителя; $d_{вт\ вн}$ – внешний диаметр втулки цилиндра.

Для определения аппендиксных потерь Г. Ридер и Ч. Хупер приводят соотношение, предложенное в работе Б. Лео [3]:

$$Q_{ан} = \left(\frac{\pi d_{вн}}{\lambda_{газа}} \right)^{0,6} \frac{2L_{выт} (T_{г} - T_{х})}{1,5} \times \frac{(p_{max} - p_{min}) n_{кв} c_{р\ газа}^{1,6}}{0,5R(T_{г} - T_{х})} \delta_{зазор}^{2,6},$$

где R – универсальная газовая постоянная; p_{max} – максимальное давление рабочего цикла; p_{min} – минимальное давление рабочего цикла.

Применительно к двигателю 1P30/6 на основании формулы У. Мартини шатл-эффект составляет 16,31 Вт; формула Г. Уокера даёт 32,22 Вт; уточнённая формула Д. Циммермана и Р. Рейдбафа – 31,88 Вт. Величина дополнительно затрачиваемой энергии на подогрев рабочего тела при осевом движении в зазоре, вызванного протечкой через уплотнение, по формуле Лео составляет 262,4 Вт.

Разработана методика вычисления шатл-эффекта в ЦПГ двигателя Стирлинга с учётом конструктивных особенностей машины, параметров рабочего процесса, теплофизических свойств газа и материалов деталей ЦПГ. Подробная постановка задачи приведена в [5].

Основные положения расчётного алгоритма: боковые поверхности поршня-вытеснителя и цилиндрической втулки, а также массив рабочего тела в зазоре представляются в виде набора конечных элементов (двумерная сетка разбиения), взаимодействие между которыми описывается уравнениями теплообмена излучением, законами Фурье и Ньютона-Рихмана. Краевые условия на границах расчётной сетки задаются режимом работы двигателя. В качестве рабочего тела могут быть использованы воздух, гелий, водород. Шатл-эффект рассматривается как сложный нестационарный теплообмен, циклически повторяющийся в процессе работы двигателя. На основании предположения о квазистационарности теплопередачи между элементами поршень – рабочее тело – цилиндрическая втулка, тепловые потоки можно представить как сумму трёх идеализированных про-

цессов переноса тепла теплопроводностью, конвекцией, лучеиспусканием.

Тепловой поток, передаваемый теплопроводностью, применительно к изучаемой системе вычисляется по формуле

$$Q_m = \frac{\lambda_{дет} \cdot F_{эл} \cdot \Delta T_{эл}}{\Delta_1},$$

где $F_{эл}$ – площадь, перпендикулярная направлению теплового потока; $\lambda_{дет}$ – коэффициент теплопроводности материала детали; $\Delta T_{эл}$ – перепад температуры по высоте элементов детали; Δ_1 – высота элемента, шаг сетки в аксиальном направлении.

Конвективная составляющая равна

$$Q_k = \bar{\alpha} \cdot F_k \Delta T_k,$$

где F_k – площадь единичной площадки теплообменной поверхности; ΔT_k – градиент температур при конвективном теплообмене; $\bar{\alpha}$ – коэффициент теплоотдачи.

Тепловой поток, передаваемый между твёрдыми телами, разделёнными прозрачной средой посредством излучения, определяется по формуле

$$Q_l = \varepsilon \cdot F \cdot C_0 [(T_1)^4 - (T_2)^4],$$

где $\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{выт}} + \frac{1}{\varepsilon_{вт}} - 1}$ – приведённая степень

черноты зазора; $\varepsilon_{выт}$ – степень черноты поршня-вытеснителя; $\varepsilon_{вт}$ – степень черноты втулки цилиндра; $C_0 = 5,68 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/м}^2\text{К}^4$ – коэффициент лучеиспускания абсолютно чёрного тела.

В единичный момент времени между элементами поршня, газа и втулки происходит квазистационарный процесс теплопередачи, который записывается в виде системы алгебраических уравнений

$$\begin{cases} \frac{dT_{выт}}{dt} = \frac{Q_{m1} - Q_{m2} + Q_{к1} - Q_{к2} - Q_l}{c_p \cdot M_{выт}} \\ \frac{dT_{вт}}{dt} = \frac{Q_{m1} - Q_{m2} + Q_{к1} + Q_{к2} + Q_l}{c_p \cdot M_{вт}} \\ \frac{dT_{газа}}{dt} = - \frac{(Q_{к1} + Q_{к2})}{c_p \cdot M_{газа}} \end{cases}, \quad (1)$$

где $M_{выт}$, $M_{вт}$, $M_{газа}$ – массы единичного элемента поршня, втулки, рабочего тела.

При решении системы дифференциальных уравнений теплообмена (1) рассчитываются распределения температуры элементов исследуемых массивов, на основании которых вычисляется величина теплового потока, переносимого порш-

нем-вытеснителем из горячего цилиндра в зону охлаждения.

Система дифференциальных уравнений теплообмена решается численным методом интегрирования (разновидность метода Эйлера – метод предельной верхней релаксации). Данный способ отличается от классического метода Эйлера наличием процедуры релаксации на шаге итерации. Достоинствами метода являются самостартуемость, удобство программирования, обусловленная явной схемой алгоритма, малые затраты машинного времени на выполнение единичной итерации (ввиду необходимости однократно вычислять значение функции), возможность управлять скоростью нахождения решения посредством коэффициента релаксации. Интегрирование производится с постоянным шагом интегрирования Δt .

Вычисляемая величина шатл-эффекта крайне чувствительна к значению коэффициента теплоотдачи рабочего тела в зазоре ($\bar{\alpha}$). В рамках создания математической модели был разработан алгоритм расчёта коэффициента теплоотдачи в зазоре между поршнем-вытеснителем и цилиндрической втулкой с учётом направления движения газа.

Внутренний контур двигателя представляется в виде набора пяти основных элементов: горячего и холодного объёмов цилиндров с соответствующими присоединёнными мёртвыми объёмами; полостей нагревателя, регенератора и охладителя.

Массовые расходы рабочего тела на границах элементов определены на основе изотермической теории рабочего цикла двигателя Стирлинга с использованием уравнения состояния для идеального газа.

Для определения средней по длине расчётного элемента скорости предложен способ осреднения по эквивалентной величине работы силы гидравлического трения с учётом направления потоков на входе и выходе из элементов. Гидравлическое сопротивление нагревателя и охладителя вычисляются с учётом трения в теплообменных каналах и местных гид-

равлических сопротивлений вследствие изменения проходного сечения и поворота потока.

Ввиду функциональной зависимости между температурой, физическими свойствами рабочего тела и тепловыми потоками расчёт коэффициента теплоотдачи в зазоре между поршнем-вытеснителем и цилиндром выполняется методом последовательных приближений.

Применительно к двигателю Стирлинга 1P30/6 на основании разработанного метода расчётный осреднённый коэффициент теплоотдачи в зазоре составил порядка $1100 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, что приблизительно в 10 раз превосходит аналогичную величину для процесса конвективного теплообмена в горячем цилиндре двигателя Стирлинга.

Проведённое исследование влияния параметров двигателя на коэффициент теплоотдачи в зазоре даёт основание сделать следующие выводы. Увеличение частоты вращения коленчатого вала ($n_{\text{кв}}$) приводит к интенсивному росту величины коэффициента теплоотдачи (при увеличении $n_{\text{кв}}$ с 100 об/мин до 3000 об/мин $\bar{\alpha}$ увеличивается с $1065 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ до $1200 \text{ Вт/м}^2\text{К}$). Увеличение зазора между поршнем-вытеснителем и втулкой цилиндра ведёт к уменьшению скорости потока рабочего тела в зазоре и к линейному снижению уровня конвективного теплообмена. Повышение гидравлического сопротивления элементов внутреннего контура снижает величину коэффициента теплоотдачи в зазоре. Радиальный износ уплотнительного кольца (выработка) практически не влияет на коэффициент теплоотдачи.

Сравнительный расчёт для двигателя Стирлинга 1P30/6 при работе на водороде показал рост коэффициента теплоотдачи на 17% относительно воздушного исполнения. Аналогичное вычисление для машины с гелием в качестве рабочего тела зафиксировало увеличение исследуемого коэффициента на 59%.

Математическая модель включает в себя алгоритм контроля теплового и мас-

сового балансов системы, условие обеспечения устойчивости решения, необходимость наличия которого обуславливается нестационарностью задачи. Оценка точности разработанного алгоритма производится встроенными тестовыми задачами.

Предусмотрена проверка принадлежности рассчитанных значений температурному интервалу, определяемому граничными условиями. В качестве крайних границ используются температуры горячей и холодной полостей, задаваемые пользователем.

Поскольку в исследуемом явлении температурные поля элементов меняются с течением времени, тепловой процесс является нестационарным. В алгоритм введена проверка обеспечения устойчивости решения вследствие нестационарности процесса посредством критерия Фурье [6]. Для двумерной модели превышение безразмерного числа Фурье величины 0,25 приводит к локальной потере устойчивости.

Наличие значительных скачков параметров на границах элементов противоречит физическому смыслу процесса, поэтому реализована проверка массивов на устойчивость соседних элементов. Допустимое изменение температуры установлено эвристическим способом в пределах $\pm 5\%$.

Оценка точности разработанного алгоритма производится встроенными тестовыми задачами. Данные задачи моделируют процессы теплового взаимодействия в ЦПГ двигателя в предположении о наличии отдельных составляющих сложного теплообмена.

Уравнения тестовой задачи №1 аналогичны системе основных дифференциальных уравнений теплообмена и включает в себя теплопроводность, конвекцию и лучеиспускание. Тестовая задача №2 ограничивается теплообменом посредством теплопроводности. Тестовая задача №3 учитывает теплопроводность и конвекцию. Найденные распределения температуры твёрдых элементов по высоте

сравниваются с эталонными, полученными из условия протекания простого процесса теплопроводности (тестовая задача №2).

По результатам выполненных расчётов применительно к двигателю Стирлинга 1P30/6 увеличение температурного потока из горячей зоны в холодную составило порядка 30% общего количества передаваемого поршнем тепла. Осреднённый тепловой поток шатл-эффектом с учётом влияния на распределение температуры по высоте цилиндровой втулки составил порядка 3000 Вт (без учёта влияния на температурный градиент – 1800 Вт). Потери на подогрев рабочего тела в зазоре при осевом движении газа в зазоре между поршнем-вытеснителем и втулкой достигают 160 Вт. Для сравнения по данным авторов работы [7] применительно к двигателю GPU-3 мощностью 4 кВт осреднённое цикловое значение шатл-эффекта составляет 3119 Вт.

Для определения степени влияния на шатл-эффект параметров двигателя разработаны ранговые диаграммы. Диаграммы строятся на основании коэффициентов регрессии в закодированной форме. В качестве базового значения выбран расчёт для двигателя 1P30/6, варьируя исходными параметрами которого, оценивалась степень прогрессии или регрессии величины шатл-эффекта и других исследуемых показателей. Положительное значение коэффициента регрессии свидетельствует о прямой пропорциональной зависимости от варьируемого параметра. Знак минус указывает на обратную пропорциональную зависимость.

Исходные данные для расчёта шатл-эффекта условно можно разделить на четыре группы. Параметры, влияющие на скорость и закон перемещения поршней: радиус кривошипа ($R_{ку}$); длина шатуна ($L_{ш}$); межсосевое расстояние коленчатых валов ($L_{ос}$); частота вращения ($n_{кв}$). Параметры, характеризующие конструкцию ЦПГ: диаметр рабочего поршня ($D_{п}$); толщина стенки вытеснителя ($\delta_{выт}$) и цилиндровой втулки ($\delta_{вт}$); высота поршня-

вытеснителя ($H_{п}$), цилиндровой втулки ($H_{в}$), регенератора ($H_{р}$); зазор между поршнем-вытеснителем и втулкой цилиндра (δ). Физические свойства деталей: коэффициент теплопроводности вытеснителя ($\lambda_{выт}$) и цилиндровой втулки ($\lambda_{вт}$); удельная теплоёмкость вытеснителя ($c_{р\ выт}$) и цилиндровой втулки ($c_{р\ вт}$); плотность вытеснителя ($\rho_{выт}$) и цилиндровой втулки ($\rho_{вт}$); степень черноты поверхности вытеснителя ($\varepsilon_{выт}$) и цилиндровой втулки ($\varepsilon_{вт}$). Параметры, определяющие температурный перепад в осевом направлении: температура стенки нагревателя ($T_{Г}$) и охладителя ($T_{Х}$).

В качестве контролируемых величин приняты: мощность насосных потерь; мощность шатл-эффекта с учётом влияния на распределение температуры по высоте цилиндровой втулки; мощность шатл-эффекта без учёта интенсификации теплопередачи в осевом направлении (конвективная и лучеиспускающая составляющие); относительный шатл-эффект.

Величина относительного шатл-эффекта определяется как отношение шатл-эффекта без учёта интенсификации теплопередачи в осевом направлении к общему тепловому потоку, протекающему в осевом направлении поршня-вытеснителя.

Результаты расчётов представлены на рис. 1 - 4.

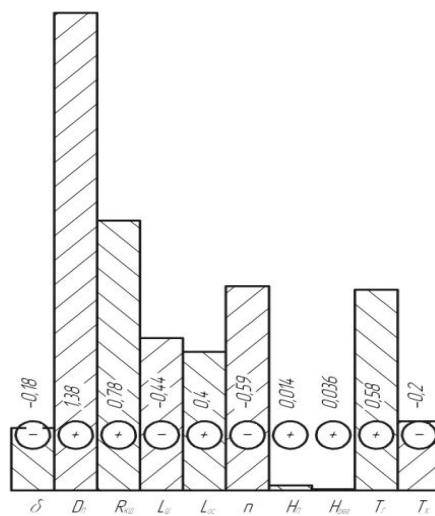


Рис. 1. Ранжирование факторов по степени влияния на величину насосных потерь

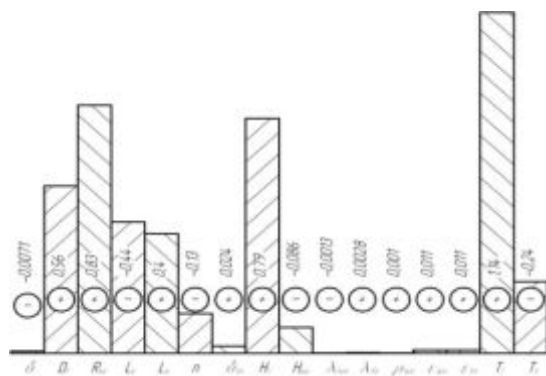


Рис. 2. Ранжирование факторов по степени влияния на величину шатл-эффекта

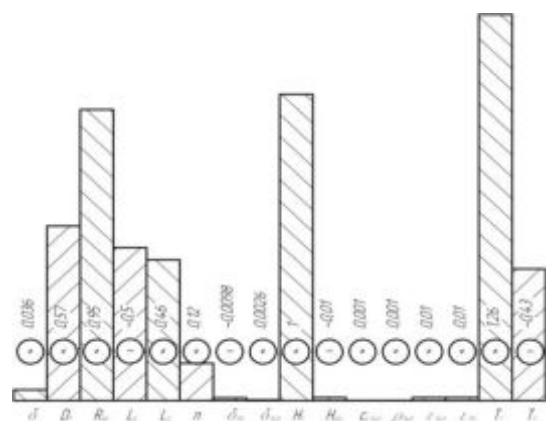


Рис. 3. Ранжирование факторов по степени влияния на величину шатл-эффекта без учёта интенсификации теплопередачи в осевом направлении

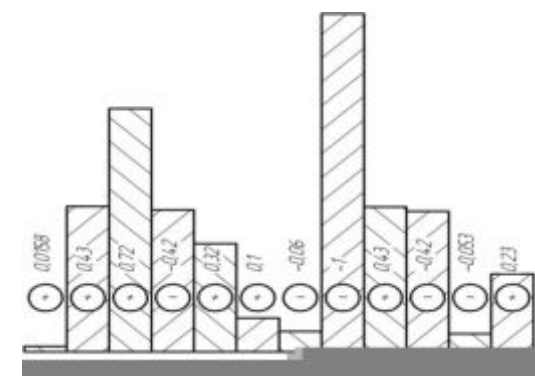


Рис. 4. Ранжирование факторов по степени влияния на величину относительный шатл-эффекта

Анализируя представленные диаграммы, можно сделать вывод, что величина шатл-эффекта в наибольшей степени зависит от параметров, влияющих на скорость, закон перемещения поршней, а также температурный перепад в осевом направлении. Конструктивное исполнение деталей ЦПГ, несомненно, оказывает значительное влияние на исследуемую величину. Выполненное исследование подтверждает теоретические данные работ [3, 4] в части пунктов 1, 2, 3, 5, 6, 9. Результаты исследования подтверждают сложность борьбы с шатл-эффектом и указывают на необходимость учёта данного явления на стадии проектирования деталей кривошипно-шатунного механизма и ЦПГ. При этом целью разработчика является поиск компромисса между требуемыми параметрами рабочего процесса и задачей снижения тепловых потерь.

Теплофизические свойства поршня и втулки оказывают незначительное влияние на величину шатл-эффекта. Степень черноты поверхностей деталей также незначительно взаимосвязана с шатл-эффектом и насосными потерями. Толщина стенки поршня-вытеснителя не влияет на шатл-эффект.

Результаты исследования ставят под сомнение утверждения о незначительности шатл-эффекта в двигателях Стирлинга. Математическая модель даёт возможность оценить данное явление для двигателей Стирлинга вытеснительного типа и позволяет проследить влияние основных конструктивных параметров на величину перетечки теплоты из зоны горячего цилиндра в систему охлаждения.

Библиографический список

1. Столяров С.П., Долгов Л.В., Смирнов К.О., Столяров А.С., Шилов М.Б., Юрин В.В. Двигатель Стирлинга для многотопливной когенерационной установки // Труды 9-ой международной конференции «Освоение минеральных ресурсов

Севера: проблемы и решения». 2011. Воркута: Филиал СПГГИ (ТУ) Воркутинский горный институт.

2. Столяров С.П., Столяров А.С. Система охлаждения двигателя Стирлинга с двухрядным щелевым охладителем // Ес-

тественные и технические науки. 2010. № 6(50). С. 408-411.

3. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. М.: Мир, 1986. 464 с.

4. Martini W.R. Stirling engine design manual. W.: University of Washington Publ., 1978. 360 p.

5. Савченко В.А., Столяров С.П. Моделирование перетечек теплоты в двигателях Стирлинга с учётом шатл-эффекта // Сб. трудов «Актуальные проблемы мор-

ской энергетики». СПб.: СПбГМТУ, 2013.

6. Гребер Г., Эрк С., Григуль У. Основы учения о теплообмене. М.: Издательство иностранной литературы, 1958. 566 с.

7. Timoumi Y., Tlili I., Nasrallah S.B. Performance optimization of Stirling engines // Renewable Energy. 2008. V. 33, no. 9. P. 2134-2144

Информация об авторах

Савченко Владислав Александрович, аспирант-соискатель кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет. E-mail: vlad.savchenko88@mail.ru. Область научных интересов: двигатели Стирлинга, контактное термическое сопротивление, разработка методики расчёта шатл-эффекта.

Столяров Сергей Павлович, кандидат технических наук, доцент, декан факультета корабельной энергетики и автоматизации, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет. E-mail: stsp56@yandex.ru. Область научных интересов: двигатели внутреннего сгорания, двигатели Стирлинга, тепловые трубы.

THE INFLUENCE OF THE SHUTTLE EFFECT ON THE INTENSIFICATION OF HEAT LOSSES IN A STIRLING ENGINE

© 2014 V.A. Savchenko, S.P. Stolyarov

Saint-Petersburg State Marine Technical University, Saint-Petersburg, Russian Federation

The paper presents a methodology of calculating negative heat flows in the cylinder-piston group of the Stirling engine. Some of the most important of them are the shuttle effect and the pumping losses. The introductory part of the article describes the physical side of the phenomena under investigation. The main relationships recommended by the researchers for the calculation of the shuttle effect and pumping losses are presented in the paper. A mathematical model is developed for the purpose of calculating the heat losses mentioned. The model is based on representing the phenomenon as quasistationary radial heat transfer by means of convection and radiation. A system of algebraic differential equations of heat exchange between single elements of arrays is presented. The system of the main equations is solved by a numerical method of integration (a variety of Euler method - the method of limiting overrelaxation). Algorithms of controlling the accuracy of the calculations performed are incorporated in the program of calculation. The algorithm is used for defining the level of shuttle conduction and pumping loss in the 1R30/6 Stirling engine designed at Saint-Petersburg State Marine Technical University. In addition a methodology of finding the heat dissipation factor in the gap between the displacer and the cylinder wall was developed. The extent of influence of the engine design data on the phenomena under consideration is analyzed. Rank diagrams are constructed that visualize the results obtained.

Stirling engine, displacer, shuttle effect, numerical model, heat dissipation factor.

References

1. Stolyarov S.P., Dolgov L.V., Smirnov K.O., Shilov M.B., Yurin V.V. Stirling engine for a multifuel cogeneration plant // Development of mineral resources of the North:

problems and decisions: Proceedings of the 9th International Scientific and Practical Conference. Vorkuta: Branch of Vorkuta Academy of Mines Publ., 2011. (In Russ.)

2. Stolyarov S.P., Stolyarov A.S. Cooling system of Stirling engine with a two-row slot-hole cooler // Natural and technical sciences. 2010. No. 6(50). (In Russ.)

3. Rider G., Huper C. Dvigateli Stirlinga [Stirling engines]. Moscow: Mir, 1986. 464 p.

4. Martini W.R. Stirling engine design manual. W.: University of Washington Publ., 1978. 360 p.

5. Savchenko V.A., Stolyarov S.P. Modeling of heat flows in Stirling engines taking into account the shuttle effect // Sb. trudov «Aktual'nye problemy morskoy energetiki». S.-Petersburg: State Marine Technical Univ. of St. Petersburg. 2013. (In Russ.)

6. Greber G., Erk S., Grigull U. Foundations of the theory of heat exchange. Moscow: Izdatel'stvo inostrannoy literatury Publ., 1958. 566 p.

7. Timoumi Y., Tlili I., Nasrallah S.B. Performance optimization of Stirling engines // Renewable Energy. 2008. V. 33, no. 9. P. 2134-2144.

About the authors

Savchenko Vladislav Alexandrovich, postgraduate student of the Department of Marine Internal Combustion Engines and Diesel Power Plants, Saint-Petersburg State Marine Technical University. E-mail: vlad.savchenko88@mail.ru. Area of Research: Stirling engines, contact thermal resistance, developing the method of calculating the shuttle-effect.

Stolyarov Sergey Pavlovich, Candidate of Science (Engineering), Dean of the Faculty of Ship Power and Automatic Equipment, Saint-Petersburg State Marine Technical University. E-mail: stsp56@yandex.ru. Area of Research: Stirling engines, heat pipes.

УДК 621.431.75

ВАЛИДАЦИЯ CFD – МОДЕЛЕЙ НЕОХЛАЖДАЕМЫХ ТУРБИН ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

©2014 В.Н. Матвеев, Г.М. Попов, Е.С. Горячкин, Ю.Д. Смирнова

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

Произведена проверка соответствия параметров, полученных с помощью методов вычислительной газовой динамики, значениям, используемым на ОАО «Кузнецов» в математической модели ГТУ НК – 36СТ. Предметом исследования являются турбина низкого давления и свободная турбина стационарной газотурбинной установки. В процессе исследований созданы три расчётные модели каждой из турбин с различным количеством конечных элементов расчётных сеток, которые не учитывают наличие притракто-вых полостей. Модели первого уровня содержали примерно 450 000 элементов, модели второго уровня – примерно 1 000 000 элементов, модели третьего уровня – примерно 2 000 000 элементов. Также создана модель, включающая притракто-вую полость. В качестве граничных условий на входе в турбины заданы эпюры распределения по высоте проточной части полного давления, полной температуры, угла потока и турбулентной вязкости, полученные из предварительных CFD расчётов. Расчёт был произведён в программном пакете Numesa, его результатом стало получение основных параметров потока в турбинах. На их основе были построены зависимости пропускной способности турбины A , КПД турбины η^* , степени понижения давления турбины π_m^* , угла потока в абсолютном движении на выходе из турбины α_6 от параметра $n/C_{\text{эф}}$. Исследовано влияние размерности расчётной сетки на результаты моделирования характеристик турбин. Исследовано влияние учёта притракто-вых полостей при моделировании на расчётные характеристики турбин. Выработаны рекомендации по построению расчётных моделей неохлаждаемых осевых турбин газотурбинных двигателей, обоснована возможность проведения оптимизационных и предварительных расчётов с использованием моделей, не учитывающих притракто-вые полости.

Турбина низкого давления, характеристика, граничные условия, сетка конечных элементов, расчётная модель, стационарная газотурбинная установка.

В настоящее время одной из актуальных задач авиационного двигателестроения является повышение эффективности газотурбинного двигателя. Общий уровень эффективности двигателя в значительной степени определяется эффективностью его узлов, в частности, турбины [1].

Современный уровень развития методов вычислительной газовой динамики (CFD) позволяет широко их использовать на этапе проектирования турбин для анализа характеристик. Это позволяет существенно сократить сроки и снизить стоимость разработки.

Данная работа посвящена идентификации расчётных моделей неохлаждаемых турбин: турбины низкого давления (ТНД) и свободной турбины (СТ) стационарной газотурбинной установки (ГТУ) НК-36СТ.

В ходе выполнения работы были созданы четыре расчётные модели ТНД и

четыре расчётные модели СТ. Расчётные модели отличались друг от друга количеством элементов расчётных сеток и наличием притракто-вых полостей. Модели первого уровня (модели ТНД_сетка1 и СТ_сетка1) содержали примерно 450 000 элементов на один лопаточный венец (ЛВ). Модели второго уровня (модели ТНД_сетка2 и СТ_сетка2) - примерно 1 000 000 элементов на один ЛВ. Модели третьего уровня (модели ТНД_сетка3 и СТ_сетка3) - примерно 2 000 000 элементов на один ЛВ.

Описанные выше модели не учитывали и не содержали притракто-вые полости. Модели четвёртого уровня (модели ТНД_сетка2_бандаж и СТ_сетка2_бандаж) были построены на основе моделей второго уровня и содержали притракто-вые полости.

Необходимость создания не одной, а четырёх расчётных моделей для каждой

из турбин была продиктована следующими соображениями:

1. Обоснованием выбора достаточного количества элементов расчётной сетки в межлопаточных каналах для численного моделирования рабочего процесса в турбинах (исследование так называемой сеточной сходимости).

2. Обоснованием возможности использования в оптимизационных исследованиях моделей турбин без притрактных полостей для упрощения расчётных моделей и снижения расчётного времени.

При построении всех численных моделей использовались следующие допущения.

1. Течение в каждом ЛВ соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК), а также в притрактных полостях обладает свойством циклической симметрии. Иными словами, течения во всех межлопаточных каналах в пределах одного ЛВ одинаковы, и поэтому каждый ЛВ можно моделировать одним межлопаточным каналом с наложенными на его боковые поверхности условиями периодичности.

2. Характер течения в турбине не является сугубо нестационарным: отсутствуют крупные вихри, пульсации и т.д. Поэтому расчёт можно выполнять в стационарной постановке.

3. Деформации лопаток турбины под действием газовой нагрузки не учитываются при расчёте. Учёт деформаций лопаток и дисков под действием центробеж-

ной и тепловой нагрузок выполняется путём использования «горячего» тракта турбины. Также выполняется учёт монтажных деформаций рабочих лопаток из-за наличия на рабочем колесе бандажного пояса.

4. Свойства рабочего тела описываются моделью идеального газа с учётом переменности теплоёмкости и вязкости в зависимости от температуры рабочего тела.

5. Турбулентность изотропна по всем направлениям. Данное допущение позволяет использовать при расчётах более простые, а, следовательно, менее затратные с точки зрения вычислительных ресурсов одно- и двухпараметрические модели турбулентности, такие как *Spalart-Allmaras*, *k-ε* и *SSTk-ω*.

6. Теплообмен между стенками проточной части и потоком отсутствует. Данное допущение позволяет исключить из расчёта уравнения теплообмена и за счёт этого увеличить скорость расчёта.

На основе указанных допущений в программном комплексе *Numeca AutoGrid5* были построены геометрии расчётных областей моделей ТНД и СТ. На рис. 1 в качестве примера показана геометрия расчётной области ТНД без притрактных полостей (модели *ТНД сетка1*, *ТНД сетка2* и *ТНД сетка3*), а на рис. 2 - геометрия расчётной области СТ с притрактными полостями (модель *СТ_сетка2_бандаж*).

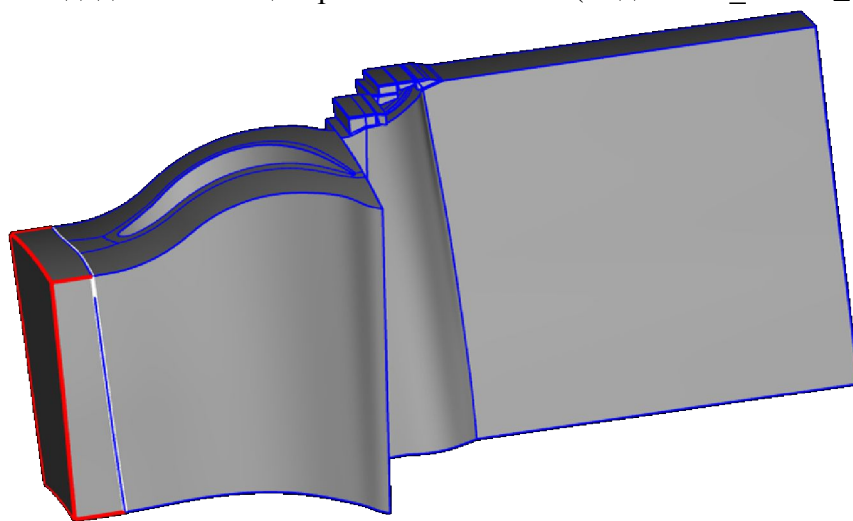


Рис. 1. Геометрия расчётной области ТНД с притрактными полостями

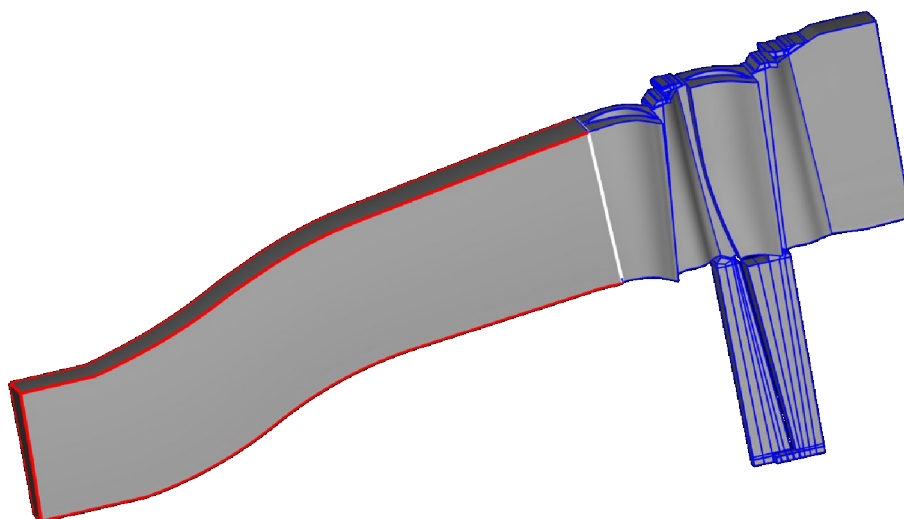


Рис.2. Геометрия расчётной области СТ с притрактовыми полостями

Построение сеток также выполнялось в программном комплексе *Numesa AutoGrid5*. Как было отмечено выше, сетки моделей первого уровня содержали около 450 000 элементов, второго и четвертого - 1 000 000 элементов, третьего - 2 000 000 элементов.

При настройках расчётных моделей турбин в программном комплексе *Numesa Fine Turbo* в качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами продуктов сгорания. Газовая постоянная составляла:

$$R = 287,335 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Зависимость теплоёмкости от температуры определялась при помощи следующего полинома:

$$c_p = 829,2 + 0,5068 \cdot T -$$

$$-0,00019254 \cdot T^2 + 0,000000027364 \cdot T^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Вязкость рабочего тела описывалась уравнением Сазерленда:

$$\mu = 1,49 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{273 + 200 \left(\frac{T}{273} \right)^{\frac{3}{2}}}{200 + T} \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}.$$

Расчёты выполнялись в стационарной постановке с использованием модели турбулентности *Spalart-Allmaras*.

При расчётах турбин учитывалось вращение доменов РК. Скорость вращения определялась режимом работы турбины и составляла 5005 об/мин для ТНД и 5000 об/мин для СТ.

В качестве интерфейса между доменами лопаток СА и РК использовался интерфейс *Full Non Matching Mixing Plane*, усредняющий при передаче данных параметры потока в окружном направлении.

В качестве граничных условий на входе в турбины были заданы эпюры распределения по высоте проточной части полного давления, полной температуры, угла потока и турбулентной вязкости в соответствующем сечении проточной части ГТУ. Для ТНД данные эпюры были получены в результате расчёта турбины среднего давления (ТСД) (эпюры параметров на выходе из ТСД), для СТ – в результате расчёта ТНД.

На выходе из турбин задавалось статическое давление на втулке.

На начальном этапе работы были произведены расчёты характеристик турбин с использованием моделей первых трёх уровней (без учёта притрактовых полостей). По результатам расчёта характеристик с использованием каждой из моделей были построены следующие зависимости:

1. Пропускной способности турбины

$$A = \frac{G \sqrt{T_{ex}^*} R}{P_{ex}^*}$$

в зависимости от параметра

$$\frac{n}{c_{эф}^*} : A = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$$

(рис. 3,а для ТНД, рис. 5 для СТ).

2. КПД турбины η^* в зависимости от параметра

$$\frac{n}{c_{эф}} : \eta^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}}\right)$$

(рис. 3,б для ТНД, рис. 6 для СТ).

3. Степени понижения давления в ТНД π_m^* в зависимости от параметра

$$\frac{n}{c_{эф}} : \pi_m^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}}\right)$$

(рис. 3,в для ТНД, рис. 7 для СТ).

4. Угла потока в абсолютном движении на выходе из ТНД α_6 в зависимости от параметра $\frac{n}{c_{эф}} : \alpha_6 = f\left(\frac{n}{c_{эф}}\right)$

(рис. 4 для ТНД, рис. 8 для СТ).

Полученные зависимости были сравнены между собой и с характеристиками турбин, используемыми на ОАО «Кузнецов» в математической модели ГТУ НК-36СТ (соответственно для каждой из турбин).

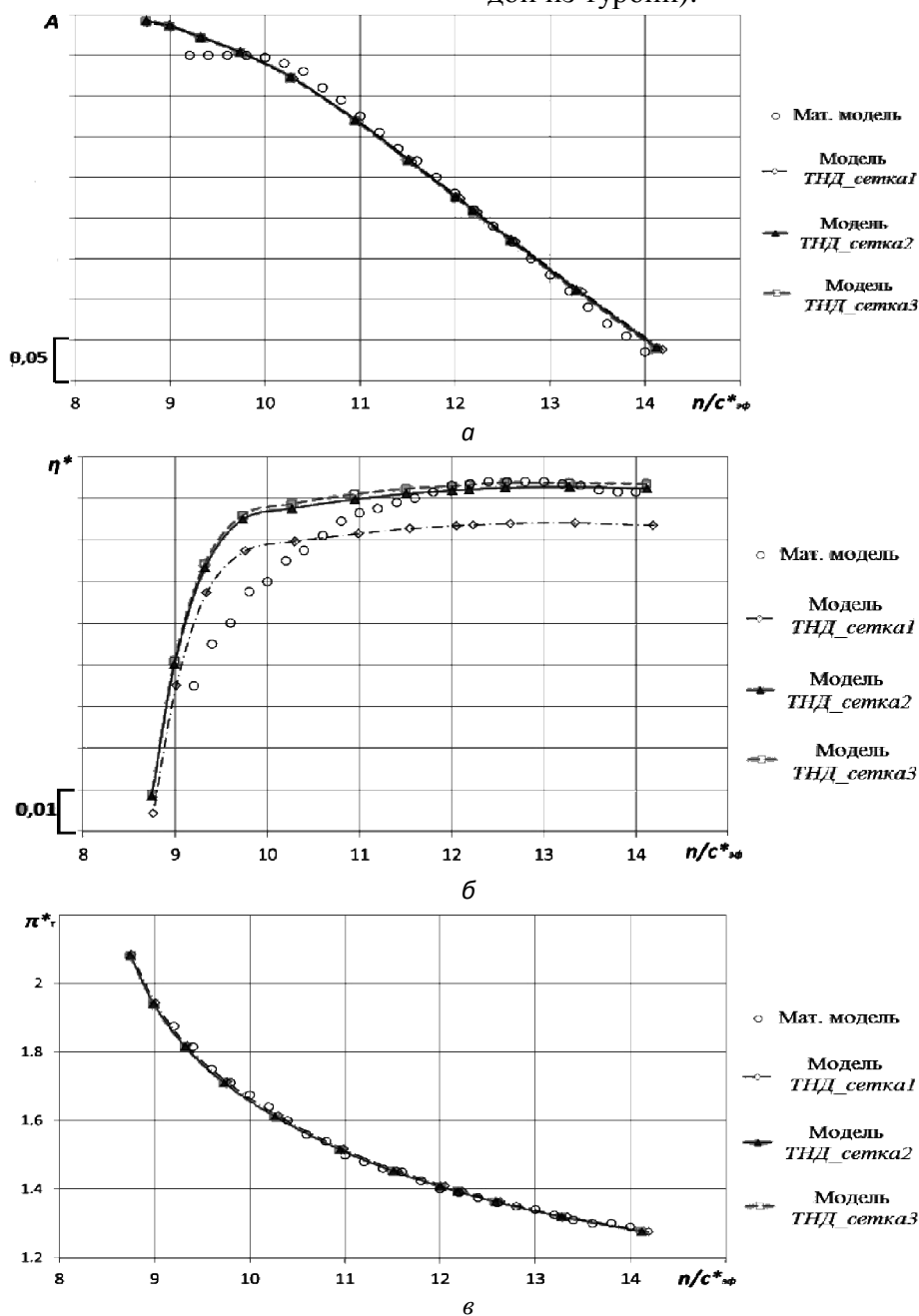


Рис.3. Зависимости $A = f\left(\frac{n}{c_{эф}}\right)$ (а), $\eta^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}}\right)$ (б), $\pi_m^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}}\right)$ (в) для ТНД при $n = 5005$ 1/мин

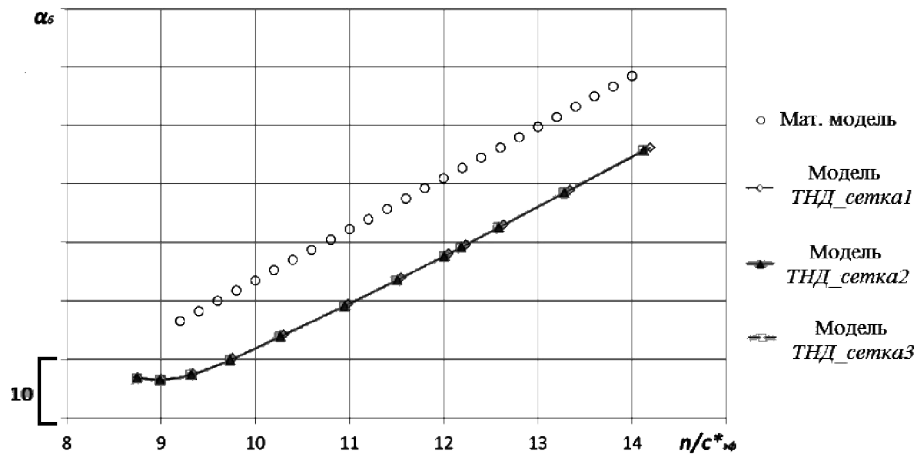


Рис.4. Зависимость $\alpha_6 = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$ для ТНД при $n = 5005$ об/мин

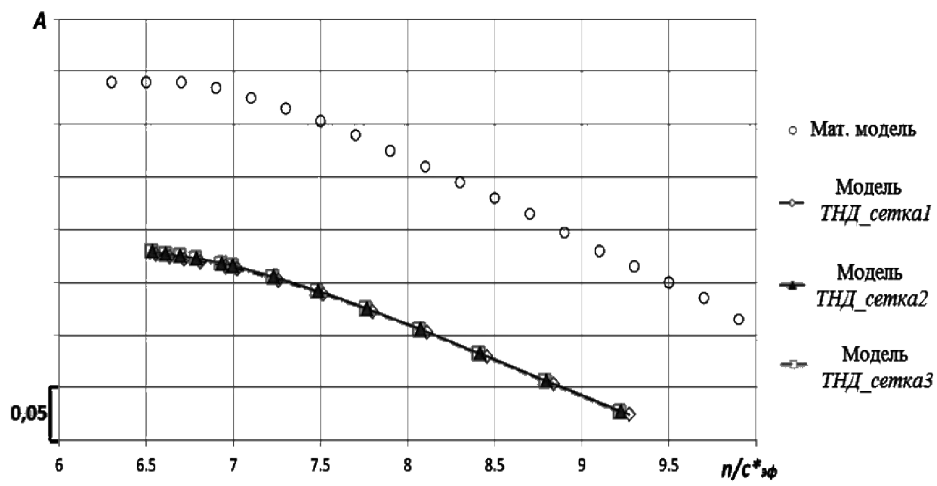


Рис.5. Зависимость $A = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$ для СТ при $n = 5000$ об/мин

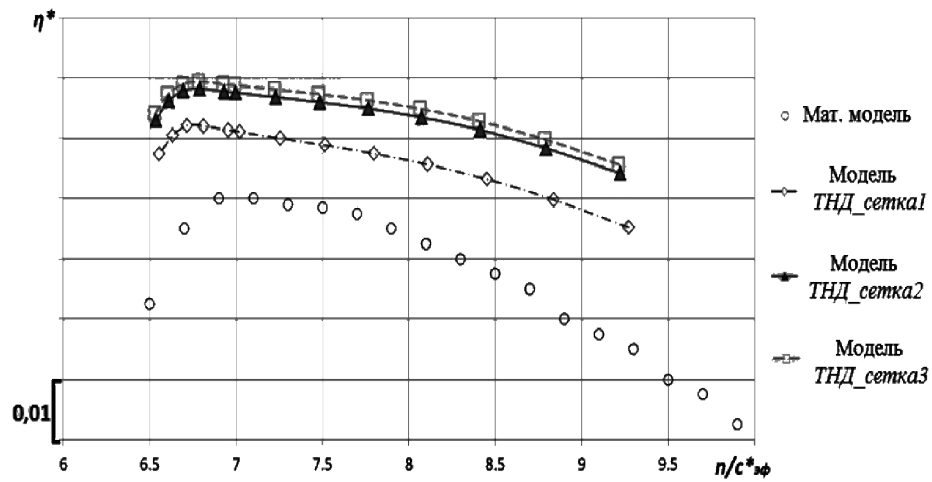


Рис. 6. Зависимость $\eta^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$ для СТ при $n = 5000$ об/мин

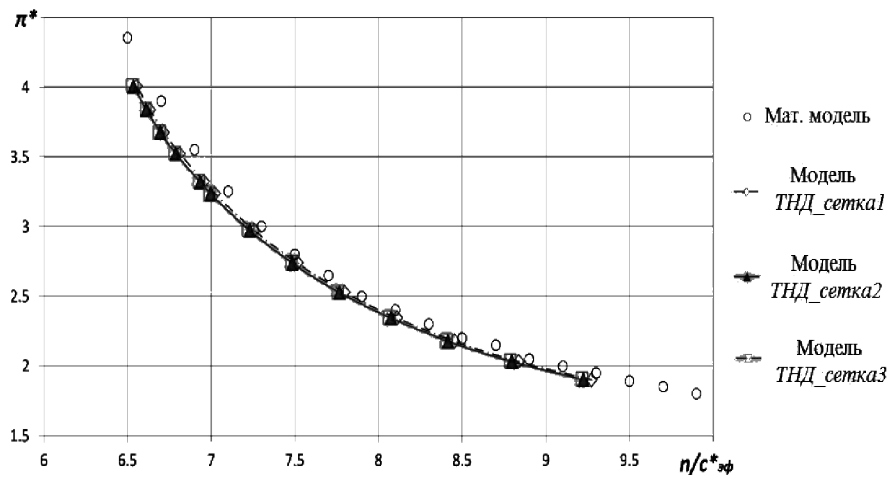


Рис. 7. Зависимость $\pi_m^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$ для СТ при $n = 5000$ об/мин

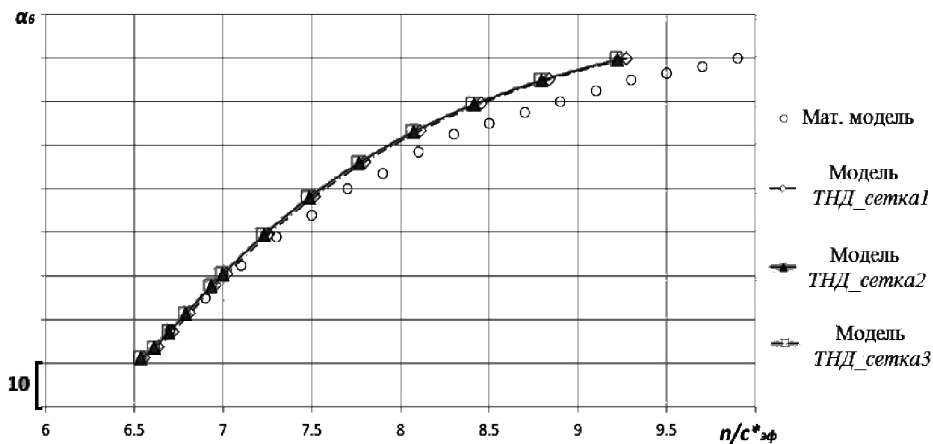


Рис. 8. Зависимость $\alpha_6 = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$ для СТ при $n = 5000$ об/мин

Из анализа полученных графиков (рис. 3 – 8) можно сделать следующие выводы:

1. Модели всех трёх уровней ТНД и СТ позволяют оценивать характер изменения основных параметров, несмотря на некоторую погрешность в предсказании абсолютных величин параметров.

2. Созданные модели трёх уровней ТНД и СТ отличаются друг от друга, главным образом, предсказанием величины КПД турбин. При этом значения КПД турбин, получаемые при расчёте с использованием моделей второго и третьего уровней отличаются друг от друга незначительно. Следовательно, при исследованиях достаточно использовать модели второго уровня, как обеспечивающие ту

же точность, но имеющие меньшее количество элементов расчётной сетки по сравнению с моделями третьего уровня.

Для оценки влияния притрактовых полостей на расчётные характеристики турбин был произведён расчёт характеристик турбин с использованием моделей четвёртого уровня (модели *ТНД_сетка2_бандаж* и *СТ_сетка2_бандаж*). Как было отмечено выше, данные модели были созданы на основе моделей второго уровня и содержали притрактовые полости турбин.

По результатам расчётов были построены следующие зависимости:

1. Пропускной способности турбины A в зависимости от параметра

$$\frac{n}{c_{эф}^*} : A = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$$

(рис. 9,а для ТНД и рис. 10,а для СТ).

2. КПД турбины в зависимости от параметра

$$\frac{n}{c_{эф}} : \eta^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}}\right)$$

(рис. 9,б для ТНД и рис.10,б для СТ).

Полученные зависимости были сравнены с характеристиками турбин, используемыми на ОАО «Кузнецов» в математической модели НК-36СТ, а также с характеристиками турбин, полученными с использованием моделей второго уровня.

Из анализа полученных зависимостей был сделан вывод о том, что при проведении оптимизационных исследова-

ний возможно использование моделей второго уровня. Они позволяют предсказывать поведение характеристик турбин с достаточной точностью, хотя и имеют некоторую погрешность в предсказании абсолютных значений параметров. Однако для проверки результатов оптимизации рекомендуется использовать модели, учитывающие притрактовые области. Наличие утечек через притрактовые полости снижает КПД турбин на 1-2% и увеличивает их пропускную способность.

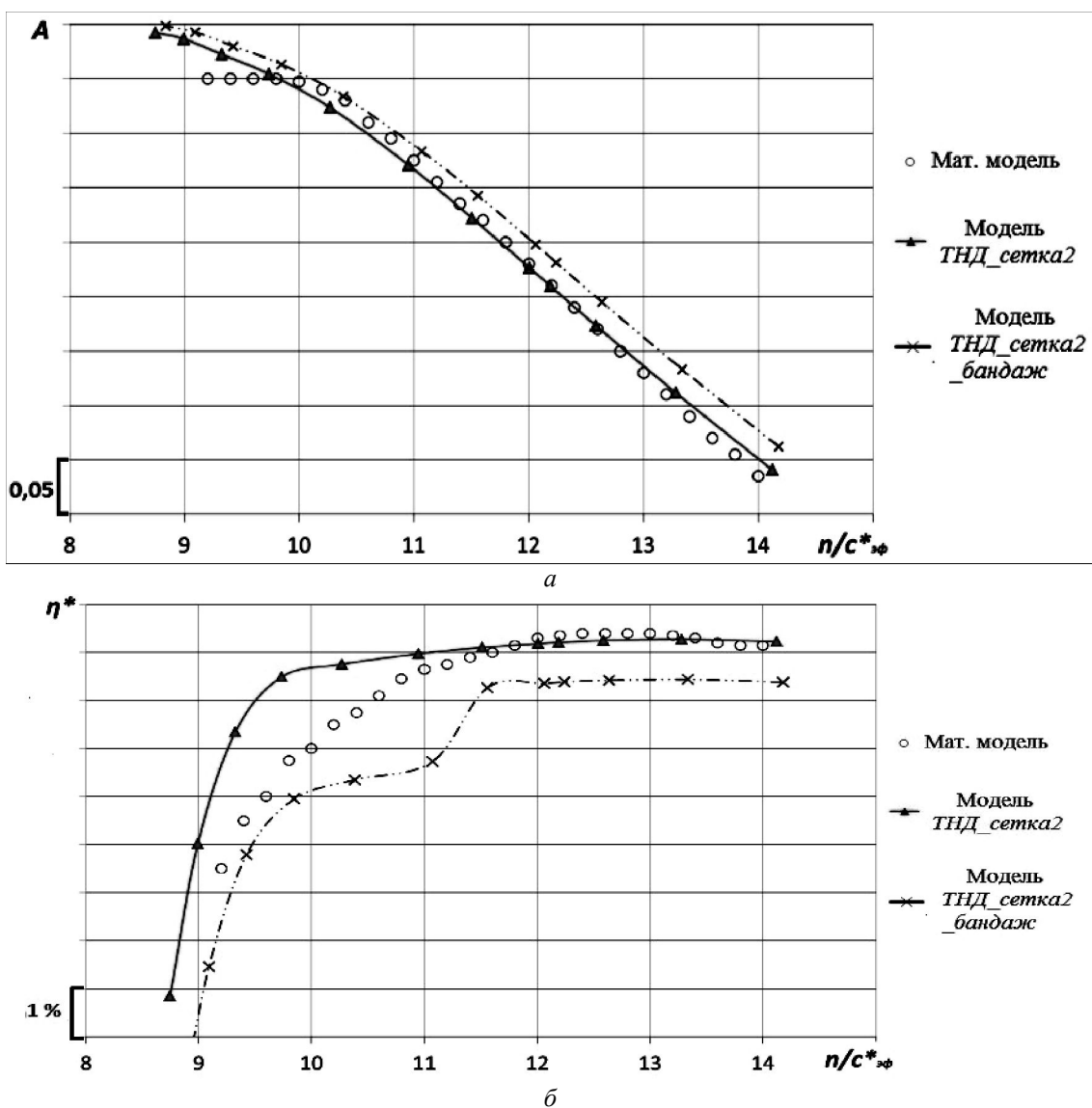


Рис.9. Зависимости $A = f\left(\frac{n}{c_{эф}}\right)$ (а), $\eta^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}}\right)$ (б), для ТНД при $n = 5005$ об/мин

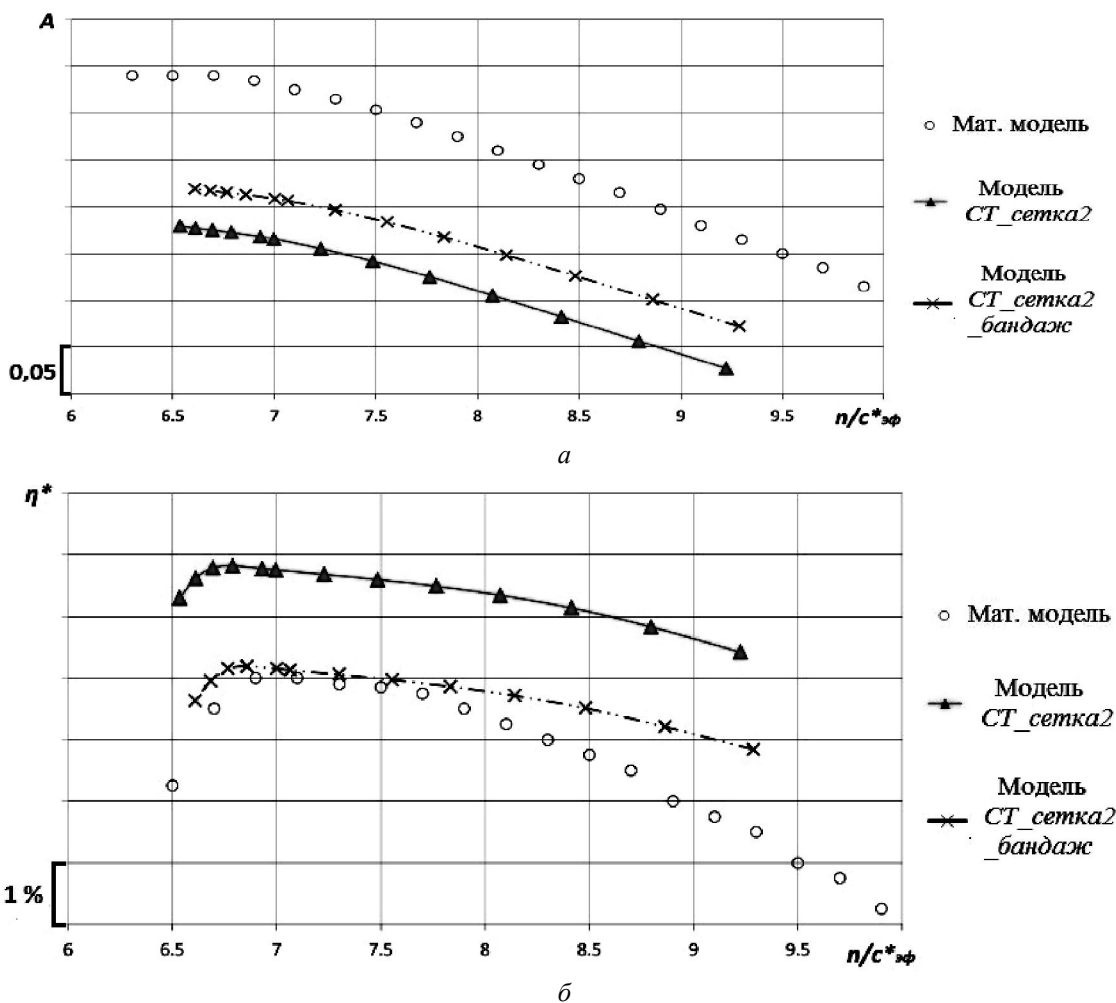


Рис. 10. Зависимости $A = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$ (а) $\eta^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$ (б) для СТ при $n = 5000$ об/мин

В результате выполнения работы получены следующие результаты:

1. Выработаны рекомендации по созданию расчётных сеток для неохлаждаемых турбин ГТД.
2. Установлено, что учёт притрактных полостей уменьшает расчётный КПД турбин на 1-2%.
3. Доказана возможность проведения оптимизационных и предварительных расчётов с использованием моделей, не

учитывающих притрактные полости. Поверочный расчёт необходимо проводить с использованием моделей, учитывающих притрактные полости.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. для вузов М.: Машиностроение, 2003. 616 с.

Информация об авторах

Матвеев Валерий Николаевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов, Самарский госу-

дарственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: mvn@ssau.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, проектирование малоразмерных турбоприводов.

Попов Григорий Михайлович, аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: grishatty@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, рабочие процессы.

Горячкин Евгений Сергеевич, аспирант кафедры теории двигателей лета-

тельных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Смирнова Юлия Дмитриевна, инженер кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: Y.D.Smirnova@yandex.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

VALIDATION OF CFD - MODELS OF GAS TURBINE ENGINE UNCOOLED TURBINES

© 2014 V.N. Matveev, G.M. Popov, E.S. Goryachkin, Yu.D. Smirnova
Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

In the course of the work presented in the paper the agreement between the parameters obtained by methods of computational fluid dynamics and the values used in the JSC "Kuznetsov" in the mathematical model of a gas-turbine unit NK-36ST was verified. A low-pressure turbine and a free turbine of a stationary gas turbine plant were the object of research. During the research three computational models of turbines with different numbers of finite-element computational grids were devised that do not take into account the presence of the turbine cavities. The models of the first level contained approximately 450,000 items in one blade row, the models of the second level - approximately one million elements in one blade row, while those of the third level - about 2 000 000 items per one blade row. A model that includes turbine cavities was also constructed. Diagrams of pressure profiles, total temperature, flow angle and turbulent viscosity throughout the height of the flow section derived from the preliminary CFD calculations were set as boundary conditions at the inlet of the turbines. The calculation was performed in the Numeca Fine/Turbo software package and resulted in obtaining the basic parameters of the flow in turbines. The dependences of the flow capacity of the turbine A , turbine efficiency η^* , turbine pressure ratio π_m^* , the outlet flow angle in absolute frame α_6 on the parameter $\frac{n}{C_{эд}^*}$ were found on their basis.

The influence of the calculated mesh dimensions on the results of turbine characteristics simulation was investigated. The effect of taking into account the turbine cavities on the design characteristics of the turbine in the process of simulation was also investigated. Recommendations for constructing computational models of uncooled axial turbines of gas turbine engines are developed, the possibility of optimization and preliminary calculations using models that do not take into account the turbine cavities is justified.

Low-pressure turbine, performance, boundary conditions, finite element mesh, computational model, stationary gas turbine plant.

References

1. Kulagin V.V. Teoriya, raschet i plants: textbook for higher schools].
proektirovanie aviatsionnykh dvigateley i Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2003.
energeticheskikh ustanovok [Theory, analy- 616 p.
sis and design of aircraft engines and power

About the authors

Matveev Valery Nikolayevich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University. E-mail: mvn@ssau.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics, design of small-sized turbine drives.

Popov Grigory Mikhailovich, postgraduate student of the Department of Aircraft Engines Theory. Samara State Aerospace University. E-mail: grishatty@gmail.com. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics, work processes of jet engines.

Goryachkin Evgeny Sergeevich, postgraduate student of the Department of Aircraft Engines Theory. Samara State Aerospace University. E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics.

Smirnova Yulia Dmitrievna, engineer of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University. E-mail: Y.D.Smirnova@yandex.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics.

УДК 621.431.75

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОМПРЕССОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

©2014 В.Н. Матвеев, Г.М. Попов, Е.С. Горячкин, Ю.Д. Смирнова

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

В современных газотурбинных двигателях (ГТД) остро стоит задача снижения массы. Один из путей решения этой задачи – применение компрессоров сверх- и трансзвуковой конфигурации, что позволяет достичь более высокой степени повышения давления в каждой ступени, чем при использовании дозвуковых компрессоров, и, тем самым, уменьшить число ступеней, необходимых для обеспечения требуемого значения степени повышения давления. В подобных компрессорах поток тормозится за счёт системы скачков уплотнений в сверхзвуковой части, а в дозвуковой – за счёт поворота потока в диффузорных каналах, образованных рабочими и направляющими лопатками. На современном этапе развития двигателестроительной отрасли проектирование новых и модернизация имеющихся компрессоров неразрывно связаны с использованием методов вычислительной газовой динамики. При этом необходимость моделирования системы скачков уплотнения накладывает высокие требования к построению расчётных сеток, в частности, выбора метода передачи параметров между вращающимися доменами рабочих колёс и неподвижными доменами направляющих аппаратов. В статье на примере трёхступенчатого компрессора низкого давления показано, что использование различных методов осреднения и передачи параметров между доменами может внести существенные различия в рассчитанные характеристики компрессора. Проанализированы три метода передачи параметров между доменами, используемые в программном комплексе NUMECA/FineTurbo. Проведена валидация рассчитанных характеристик компрессора с экспериментальными данными при различных частотах вращения ротора. Полученные данные показали адекватность применяемой численной модели рабочего процесса компрессора. На примере исследуемого компрессора показано, что учёт отбора воздуха приводит как к количественному, так и качественному изменению характеристики компрессора. Меняются степень повышения давления и запас газодинамической устойчивости, что может привести к несогласованной работе компрессора в составе двигателя. Сделан вывод о необходимости учёта моделирования отбора воздуха при расчёте сверхзвуковых компрессоров. Полученные результаты позволили расширить представление о рабочем процессе сверх- и трансзвуковых компрессоров и могут быть использованы при создании численных расчётных моделей компрессоров подобного типа.

Компрессор низкого давления, гидродинамика, интерфейс, эксперимент.

Компрессор – один из основных узлов ГТД, эффективность которого в значительной степени определяет эффективность всего двигателя [1]. Современные компрессоры должны обеспечивать максимально высокий коэффициент полезного действия (КПД), заданную величину повышения давления и обладать при этом достаточными запасами газодинамической устойчивости. Часто выполнение этих требования противоречит друг другу и оптимальным является компромиссное решение.

Поиск такого решения значительно облегчается благодаря использованию современных методов вычислительной газовой динамики (CFD – методы). Применение программных комплексов, основан-

ных на численных методах моделирования потока, позволяет конструктору с достаточной степенью точности определять характеристики компрессора ещё на стадии проектирования. Это, в конечном итоге, позволяет существенно снизить сроки и стоимость разработки нового изделия.

Объектом исследования в работе являлся компрессор низкого давления (КНД) стационарной газотурбиной установки. Компрессоры подобного типа характеризуются сложной пространственной картиной течения потока, наличием отрывов и вихрей, а также сверх- и трансзвуковой скоростью потока в первых ступенях.

Целью работы являлось:

- создание численной модели трёхступенчатого компрессора низкого давления;
- изучение влияния на протекание расчётных характеристик используемого типа интерфейса между вращающимися и не вращающимися доменами;
- изучение влияния на характеристики компрессора отбора воздуха.

Создание расчётной модели и расчёт осуществлялись в программном комплексе *NUMECA Fine/Turbo*.

При создании численной модели были приняты допущения:

- течение во всех лопаточных венцах (ЛВ) обладает свойством циклической симметрии;
- характер течения в КНД не является сугубо нестационарным, то есть расчёт можно выполнять в стационарной постановке;
- деформация лопаток от рабочих нагрузок моделировалась раскруткой лопаток на некоторый угол. Для втулочного сечения угол был принят равным нулю. В периферийном сечении угол был принят равным одному градусу. В остальных сечениях угол раскрутки определялся из условия линейного закона распределения по высоте лопатки;
- не учитывался теплообмен между стенками проточной части и потоком.

Геометрия расчётной области была построена на основе конструкторской документации и состояла из доменов входного направляющего аппарата, рабочих колёс, направляющих аппаратов (рис. 1).

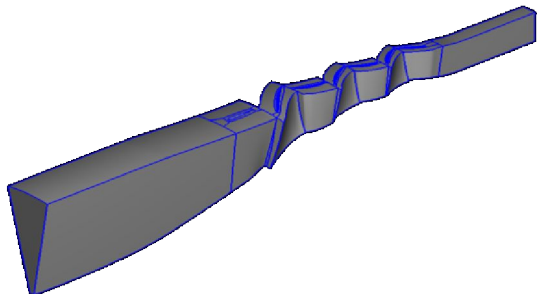


Рис. 1. Геометрия расчётной области

Созданная трёхмерная сетка конечных элементов расчётной модели КНД представлена на рис. 2. Суммарное количество элементов в сетке составило около

2,1 млн. Средний размер сетки для одного ЛВ составил 300 тысяч элементов. Величина минимальной скошенности в трёхмерной сетке составила 32 градуса. Среднее значение параметра *Aspect Ratio* составило примерно 2000.

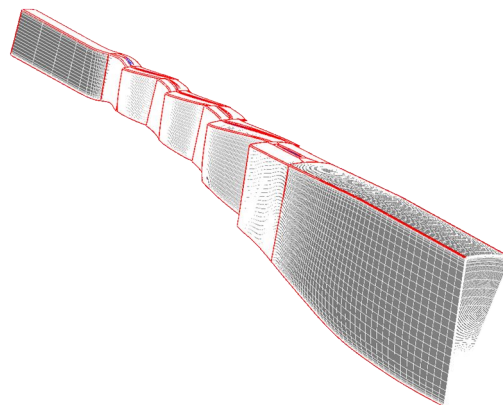


Рис. 2. Созданная конечно-элементная сетка численной модели КНД

При настройках расчётной модели в программном комплексе *NUMECA Fine/Turbo* в качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами сухого воздуха, переменными изобарной теплоёмкостью и вязкостью.

При расчётах использовалась модель турбулентности *k-ε (Low Re Yang-Shih)*.

В качестве граничных условий на входе в КНД задавалось значение полного давления $p^* = 101,325$ кПа и полной температуры $T^* = 288,15$ К, направление потока на входе было задано осевым.

На выходе из КНД задавалось статическое давление во втулочном сечении с учётом радиальной неравномерности потока.

В первых ступенях современных компрессоров низкого давления поток движется со сверх- и транзвуковыми скоростями. При этом возникает система скачков уплотнений. При положении системы скачков уплотнений, когда возможен её выход за пределы интерфейса, связывающего вращающиеся домены рабочих колёс и неподвижные домены направляющих аппаратов, могут возникнуть неточности при расчёте.

Для того, чтобы исключить влияние возможного отражения скачка уплотнения от интерфейса, связывающего домен пер-

вого рабочего колеса и входного направляющего аппарата, была проведена серия расчётов при частоте вращения доменов рабочих колёс 5000 об/мин с использованием различных типов интерфейсов:

full non matching mixing plane – интерфейс, осредняющий параметры потока в окружном направлении;

non reflecting 1D – интерфейс, не позволяющий волнам уплотнений отражаться;

local conservative coupling – интерфейс, осредняющий параметры потока по всем узлам в окружном направлении.

Рассчитанные с использованием различных типов интерфейсов характеристики КНД показаны на рис. 3. На графиках сплошной линией с маркерами в виде кругов показаны характеристики, рассчитанные с использованием интерфейса *full non matching mixing plane*; сплошными линиями с маркерами в виде треугольников показаны характеристики, рассчитанные с помощью интерфейса *local conservative coupling*; штрихпунктирной линией показаны характеристики, рассчитанные с помощью интерфейса *non reflecting 1D*.

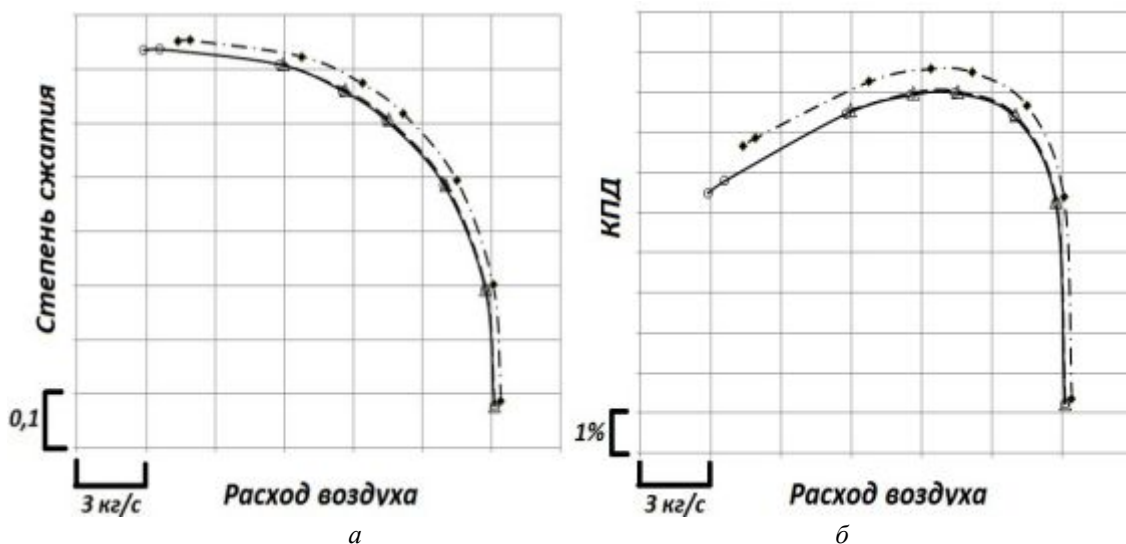


Рис. 3. Рассчитанные характеристики компрессора с различными типами интерфейсов: а) напорная, б) КПД

Из анализа графиков, представленных на рис. 3, видно, что расчёт с использованием интерфейсов *non reflecting 1D* и *full non matching mixing plane* дают разные по величине, но сравнимые по величинам запасов устойчивой работы результаты; расчёт с использованием интерфейсов *local conservative coupling* и *full non matching mixing plane* даёт равные по величине, но существенно различающиеся

по величинам запасам устойчивой работы результаты.

Дальнейшие исследования было решено проводить с использованием интерфейса *full non matching mixing plane*.

На рис. 4 показана система скачков уплотнений в первом рабочем колесе рассматриваемого компрессора на частоте вращения 5000 об/мин при различных перепадах давления с использованием интерфейса *full non matching mixing plane*.

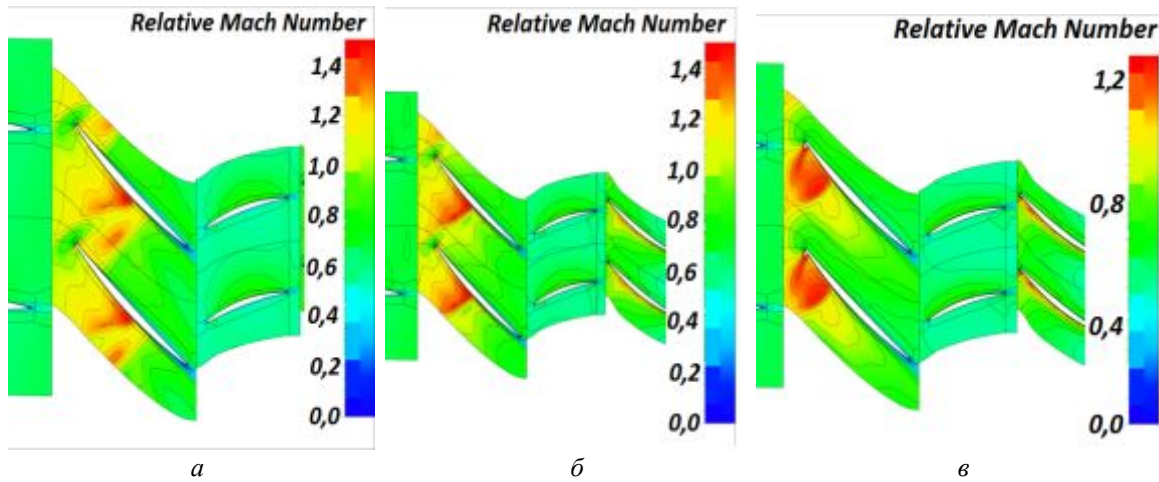


Рис. 4. Система скачков уплотнения в первом РК КНД:
 а) на режиме запирания, б) на расчётном режиме, в) на режиме срыва

Для валидации созданной численной модели был проведён расчёт характеристик КНД на частотах вращения 4200 об/мин, 4600 об/мин, 5000 об/мин.

Результаты расчёта характеристик и их сравнение с экспериментальными приведены на рис. 5.

Из графиков видно, что рассчитанные напорные и КПД ветки имеют некоторое отклонение от экспериментальных, но позволяют точно описывать тенденции изменения характеристик компрессора.

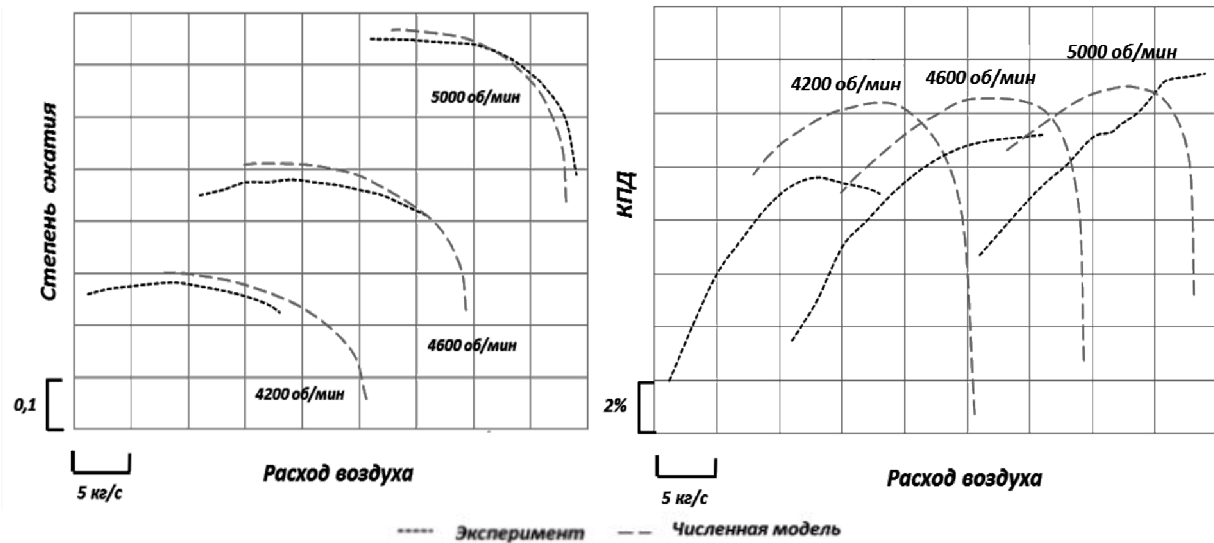


Рис 5. Рассчитанные характеристики КНД: а) напорная, б) КПД

Как известно, отбор воздуха от компрессоров может оказывать существенное влияние на их характеристики [2].

Для изучения влияния отбора воздуха на характеристики компрессора был выполнен расчёт характеристик с помо-

щью численной модели с учётом отбора воздуха за первым направляющим аппаратом КНД. Сравнение с характеристиками, рассчитанными без учёта отбора, показано на рис. 6.

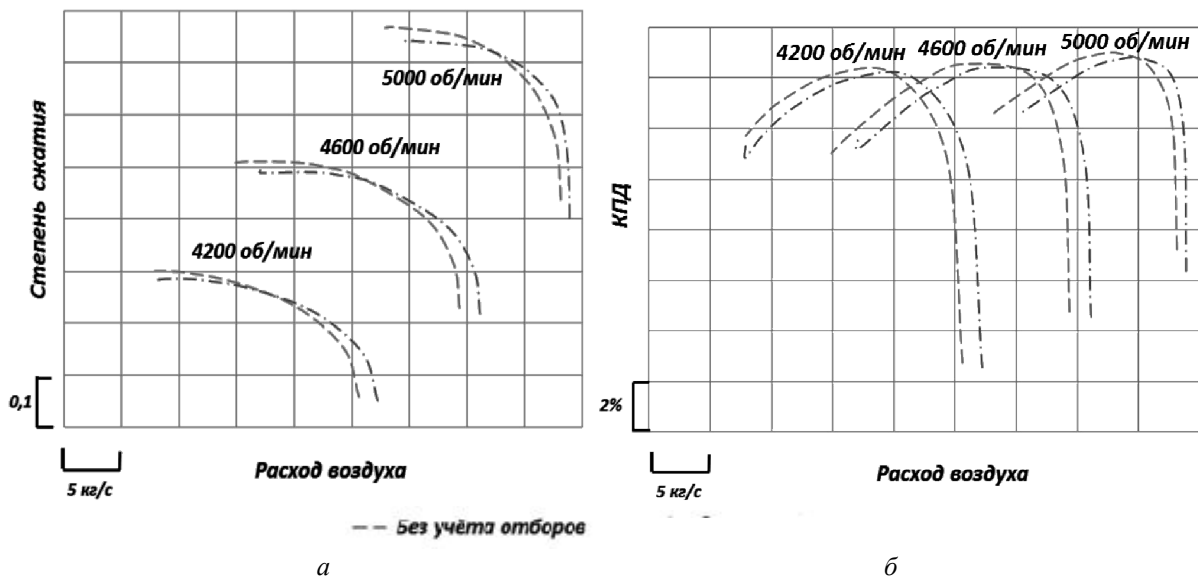


Рис. 6. Сравнение рассчитанных характеристик с учётом отбора и без: а) напорная, б) КПД

По результатам работы можно сделать следующие выводы:

1 При расчётах компрессоров со сверхзвуковыми ступенями тип интерфейса между вращающимися и неподвижными доменами может оказывать влияние на результаты расчёта.

2 Созданная расчётная модель позволяет адекватно оценивать характеристики компрессора во всем диапазоне частот вращения.

3 Отбор воздуха за первой ступенью КНД приводит к падению степени сжатия до 1% на повышенных режимах и незначительно влияет на степень сжатия на малых режимах.

4 Отбор воздуха из-за первой ступени КНД приводит к падению КПД на величину до 0,1%.

Работа выполнена при финансовой поддержке со стороны Минобрнауки России в рамках базовой части государственного задания.

Библиографический список

1. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. М.: Машиностроение, 2008. 368 с.

2. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. для вузов М.: Машиностроение, 2003. 616 с.

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). E-mail: mvn@ssau.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, проектирование малоразмерных турбоприводов.

Попов Григорий Михайлович, аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: grishatty@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, рабочие процессы.

Горячкин Евгений Сергеевич, аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный

венный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Смирнова Юлия Дмитриевна, инженер кафедры теории двигателей лета-

тельных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: Y.D.Smirnova@yandex.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

PECULIARITIES OF MODELING THE WORK PROCESS IN A LOW-PRESSURE COMPRESSOR OF A GAS TURBINE PLANT

© 2014 V.N. Matveev, G.M. Popov, E.S. Goryachkin, Yu.D. Smirnova

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The problem of weight decrease is crucial for modern gas turbine engines. Application of supersonic and transonic compressors is one of the ways of solving this problem. This allows reaching a higher pressure ratio at each stage than while using subsonic compressors and thus reducing the number of stages required to produce the desired value of pressure ratio. In compressors of this kind the flow is slowed down due to a system of shockwaves in the supersonic part and due to the flow deflection in the diffuser channels formed by the rotor blades and guide vanes in the subsonic part. The design of new compressors and modernization of old ones is inextricably connected with the usage of computational fluid dynamics methods at the present stage of engine construction development. The necessity of simulating a shockwave system imposes high demands on the construction of a computational mesh. In particular, the choice of the method of parameter passing between the domains of rotating blades and those of fixed guide vanes is an urgent task. It is shown in the paper that the use of different methods of averaging and parameter passing between domains can make a significant difference in compressor design characteristics (for example, a three-stage low-pressure compressor). Three methods of passing parameters between the domains that are used in the software package NUMECA/Fine Turbo are analyzed. The calculated compressor characteristics are compared with the experimental data at different rotation frequencies of the rotor. The data obtained show the adequacy of the numerical model of the work process in the compressor under investigation. Typically, air bleeding for various needs takes place in compressors. Compressor performance changes when the air enters it, which should be considered in the calculations. It is shown in the example of the compressor tested that the inclusion of air bleeding results in quantitative and qualitative changes in the compressor performance. Among other things, parameters like pressure ratio and dynamic stability margin are changed, which may lead to inconsistent operation of the compressor as part of the engine. Thus, a conclusion about the necessity of taking into account the simulation of air bleeding in the calculation of supersonic compressors is made. The results obtained make it possible to expand the understanding of the working process of supersonic and transonic compressors and can be used later in the creation of numerical computational models of compressors of this type.

Low-pressure compressor, fluid dynamics, interface, experiment.

References

1. Inozemtsev A.A., Nihamkin M.A., Sandrackiy V.L. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok: uchebnyk* [Basics of design of aircraft engines and power plants: textbook for higher schools]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2008. 368 p.

2. Kulagin V.V. *Teoriya, raschet i proektirovanie aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok: ucheb. dlya vuzov* [Theory, analysis and design of aircraft engines and power plants: textbook for higher schools]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2003. 616 p.

About the authors

Matveev Valery Nikolayevich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University. E-mail: mvn@ssau.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics, design of small-sized turbine drives.

Popov Grigory Mikhailovich, postgraduate student of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University. E-mail: grishatty@gmail.com. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics, work processes of jet engines.

Goryachkin Evgeny Sergeevich, postgraduate student of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University. E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics.

Smirnova Yulia Dmitrievna, engineer of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University. E-mail: Y.D.Smirnova@yandex.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics.

ЗАВИСИМОСТЬ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ ОТ ХАРАКТЕРА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОВЕРХНОСТНОМ СЛОЕ УПРОЧНЁННЫХ ДЕТАЛЕЙ

©2014 В.А. Кирпичёв¹, В.С. Вакулюк¹, А.С. Букатый¹, В.В. Лунин², С.А. Михалкина¹

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

²Самарский государственный технический университет

Изучено влияние характера распределения сжимающих остаточных напряжений на предел выносливости при изгибе поверхностно упрочнённых образцов из различных сталей и сплавов. Образцы с V-образными надрезами из сталей ВНС40 и 38Х2МЮА подвергались азотированию, корсетные образцы из сплава ВКС-5 – цементации и ионной цементации, плоские образцы из сплава ЭИ698ВД – пневмодробеструйной обработке. Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости производилась по двум критериям: остаточным напряжениям на поверхности опасного сечения и среднеинтегральным остаточным напряжениям. Установлено, что предел выносливости поверхностно упрочнённых образцов (деталей) определяется не величиной сжимающих остаточных напряжений на поверхности, а полнотой эпоры остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости. Достаточно точную для практики оценку влияния характера распределения сжимающих остаточных напряжений на предел выносливости упрочнённых образцов (деталей) даёт критерий среднеинтегральных остаточных напряжений, вычисленный по толщине поверхностного слоя опасного сечения, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости. Оценка приращения предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов (деталей) по критерию остаточных напряжений на поверхности опасного сечения может привести на практике к существенной ошибке.

Поверхностное упрочнение, характер распределения сжимающих остаточных напряжений, предел выносливости, критерий среднеинтегральных остаточных напряжений.

Изучалось влияние характера распределения сжимающих остаточных напряжений, наведённых в поверхностном слое различными технологическими методами, на предел выносливости гладких образцов и образцов с концентраторами напряжений.

Оценка влияния сжимающих остаточных напряжений на приращение предела выносливости образцов при изгибе в случае симметричного цикла $\Delta\sigma_{-1}$ производилась по двум критериям. Во-первых, по критерию остаточных напряжений на поверхности опасного сечения образцов σ_z^{nos} [1-4] по зависимости

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

где ψ_{σ} – коэффициент влияния упрочнения на предел выносливости по критерию σ_z^{nos} .

Во-вторых, по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ocm}$ [5] по формуле

$$\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_{\sigma} \cdot |\bar{\sigma}_{ocm}|, \quad (2)$$

где $\bar{\psi}_{\sigma}$ – коэффициент влияния упрочнения на предел выносливости по критерию $\bar{\sigma}_{ocm}$,

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

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

Цилиндрические образцы с V-образным надрезом при наименьшем диаметре 7,5 мм (рис. 1) из сталей ВНС40 и 38Х2МЮА подвергались азотированию при температуре 550°C в среде аммиака в течение 8 часов. Меридиональные σ_ϕ

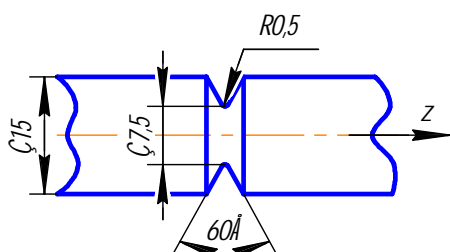


Рис. 1. Рабочая часть образцов с V-образным надрезом из сталей ВНС40 и 38Х2МЮА

(осевые σ_z – в наименьшем сечении) остаточные напряжения определялись по методике, изложенной в работе [6], и по толщине поверхностного слоя a наименьшего сечения образцов приведены на рис. 2.

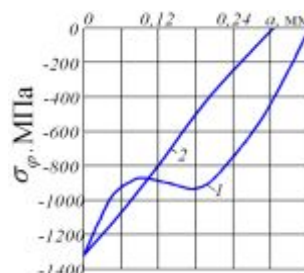


Рис.2. Остаточные напряжения в образцах с надрезами из сталей ВНС40 (1) и 38Х2МЮА (2)

Из приведённых на рис. 2 данных видно, что после азотирования сжимающие остаточные напряжения в образцах из стали ВНС40 имеют второй подповерхностный максимум на глубине 0,18 мм. Толщина слоя со сжимающими остаточными напряжениями в наименьшем сечении образцов из стали ВНС40 составляет 0,37 мм, из стали 38Х2МЮА – 0,31 мм.

Следовательно, распределение сжимающих остаточных напряжений в опасном сечении образцов из стали ВНС40 после азотирования является более полным, чем образцов из стали 38Х2МЮА. Значения остаточных напряжений на поверхности надреза $\sigma_z^{нов}$ приведены в табл.1.

Таблица 1 - Результаты испытаний на усталость и определения остаточных напряжений образцов с V-образными надрезами

Материал	Неупрочнённые образцы σ_{-1} , МПа	Упрочнённые образцы				
		σ_{-1} , МПа	$\sigma_z^{нов}$, МПа	ψ_σ	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
ВНС40	200	560	-1320	0,273	-947	0,380
38Х2МЮА	165	455	-1330	0,218	-816	0,356

Испытания образцов с V-образным надрезом на усталость при изгибе в случае симметричного цикла проводились на машине МУИ-6000, база испытаний – $5 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Результаты определения предела выносливости σ_{-1} приведены в табл.1. Можно видеть, что при практически одинаковых остаточных напряжениях на поверхности дна надреза, приращение предела выносливости за счёт азотирования образцов из стали

ВНС40 на 70 МПа выше, чем образцов из стали 38Х2МЮА. Это различие объясняется большей полнотой эпюры остаточных напряжений в образцах из стали ВНС40, чем в образцах из стали 38Х2МЮА.

Образцы, выстоявшие базу испытаний при напряжениях, равных пределу выносливости, доводились до разрушения при больших напряжениях. Во всех азотированных образцах были обнаружены

нераспространяющиеся трещины усталости, средняя критическая глубина $t_{кр}$ которых составляла 0,162 мм. По толщине поверхностного слоя, равной $t_{кр}$, по формуле (3) вычислялись среднеинтегральные остаточные напряжения $\bar{\sigma}_{ост}$ с использованием эпюр остаточных напряжений, приведённых на рис. 2. Значения критерия $\bar{\sigma}_{ост}$ представлены в табл. 1. Сравнивая значения коэффициентов ψ_{σ} и $\bar{\psi}_{\sigma}$, вычисленных по формулам (1) и (2), можно видеть, что коэффициент $\bar{\psi}_{\sigma}$ влияния упрочнения по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$ изменяется в значительно меньших пределах, чем коэффициент ψ_{σ} влияния упрочнения по критерию $\sigma_z^{ное}$. Среднее значение коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ составляет 0,368, что несущественно отличается от $\bar{\psi}_{\sigma} = 0,36$, установленного в работах [6, 7] для образцов и деталей из других материалов с аналогичной концентрацией напряжений.

Корсетные образцы круглого поперечного сечения с наименьшим диаметром 7,5 мм (рис. 3) из сплава ВКС-5 под-

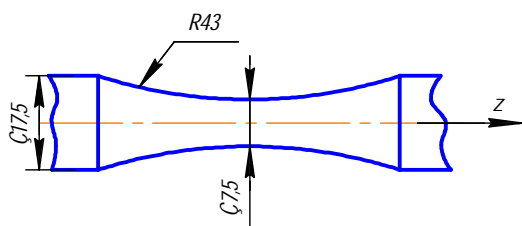


Рис. 3. Рабочая часть корсетных образцов из сплава ВКС-5

Из приведённых на рис. 4 эпюр следует, что толщина слоя со сжимающими остаточными напряжениями после цементации составляет 0,23 мм, а после ионной цементации – 0,10 мм. При примерно одинаковых остаточных напряжениях на поверхности (-2200 МПа и -2100 МПа)

вергались цементации и ионной цементации с характерными для практики режимами. Меридиональные σ_{ϕ} (осевые σ_z – в наименьшем сечении) остаточные напряжения определялись методом удаления половины поверхности образца в пределах его корсетной части по методике, описанной в работе [8]. Исследовались остаточные напряжения в образцах как непосредственно после термической обработки, так и после испытаний на усталость. Необходимо отметить, что остаточные напряжения в образцах, прошедших базу испытаний при напряжениях, близких к пределу выносливости, практически не отличались от остаточных напряжений образцов, не подвергавшихся испытаниям на усталость. Следовательно, остаточные напряжения после термической и химико-термической обработки в исследованных образцах весьма устойчивы к воздействию переменных напряжений. Распределение меридиональных σ_{ϕ} остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a корсетных образцов приведено на рис. 4.

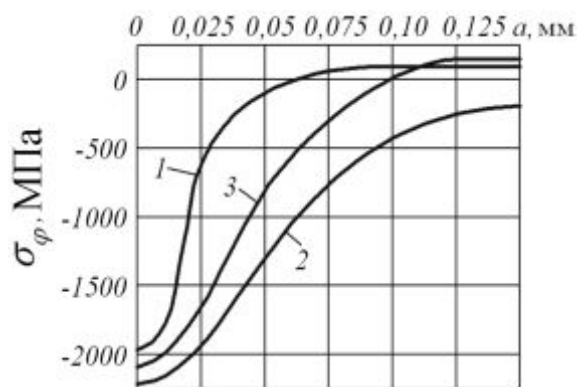


Рис. 4. Остаточные напряжения в корсетных образцах из сплава ВКС-5: 1 – исходное состояние, 2 – цементация, 3 – ионная цементация

распределение остаточных напряжений после цементации по толщине поверхностного слоя является более полным, чем после ионной цементации. Значения остаточных напряжений на поверхности образцов $\sigma_{\phi}^{ное}$ приведены в табл. 2.

Таблица 2 - Результаты испытаний на усталость и определения остаточных напряжений корсетных образцов из сплава ВКС-5

Вариант	Обработка	σ_{-1} , МПа	$\sigma_{\varphi}^{нов}$, МПа	ψ_{σ}	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_{\sigma}$
1	исходное состояние	760	-1950	–	-136	–
2	цементация	1040	-2200	1,12	-672	0,522
3	ионная цементация	900	-2100	0,933	-389	0,533

Испытания корсетных образцов на усталость при изгибе в случае симметричного цикла проводились на машине МВП-10000, база испытаний – $30 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Результаты испытаний по определению предела выносливости σ_{-1} приведены в табл. 2. И в этом случае при практически одинаковых остаточных напряжениях на поверхности приращение предела выносливости образцов после цементации на 140 МПа выше, чем после ионной цементации за счёт большей полноты эпюры и большей толщины слоя со сжимающими остаточными напряжениями.

В образцах, выстоявших базу испытаний при напряжениях, равных пределу выносливости, были обнаружены нераспространяющиеся трещины усталости, средняя критическая глубина $t_{кр}$ которых составляла 0,160 мм. По формуле (3) с использованием распределений остаточных напряжений, приведённых на рис. 4, были вычислены среднеинтегральные остаточные напряжения $\bar{\sigma}_{ост}$, значения которых представлены в табл. 2.

В работе [9] на основании большого количества экспериментов была установлена зависимость между коэффициентом влияния упрочнения $\bar{\psi}_{\sigma}$ на предел выносливости при изгибе по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ и теоретическим коэффициентом концентрации напряжений α_{σ} в виде

$$\bar{\psi}_{\sigma} = 0,612 - 0,081 \cdot \alpha_{\sigma}. \quad (4)$$

Для используемых в исследовании корсетных образцов с геометрическими параметрами, указанными на рис. 3, по данным работы [10] коэффициент $\alpha_{\sigma} = 1,06$. Среднее значение коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ (табл. 2) составляет значение 0,538, кото-

рое несущественно отличается от значения $\bar{\psi}_{\sigma} = 0,53$, вычисленного по формуле (4) при указанной степени концентрации напряжений. Следовательно, и в данном случае оценка приращения предела выносливости образцов за счёт поверхностного упрочнения по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$ приводит к удовлетворительным результатам. Коэффициент ψ_{σ} по критерию $\sigma_z^{нов}$ составляет в среднем 1,03 и в 4 раза больше, чем для образцов с V-образными надрезами, что не позволяет использовать этот критерий для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов и деталей.

Плоские образцы из сплава ЭИ698ВД прямоугольного поперечного сечения толщиной 3 мм (рис. 5) упрочнялись на пневмодробеструйной установке стальными шариками диаметром 0,18 – 0,5 мм при различном давлении воздуха p . Осевые остаточные напряжения σ_z определялись по методике работы [11]. Распределение остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a приведено на рис. 6.

В образцах после шлифования (исходное состояние – эпюра 1) действовали растягивающие остаточные напряжения с максимумом 180 МПа на глубине 0,04 мм. При упрочнении стальными шариками с увеличением давления воздуха толщина поверхностного слоя со сжимающими остаточными напряжениями увеличивается при одновременном уменьшении напряжений к поверхности и смещении максимума от поверхности вглубь образца. В табл. 3 приведены значения остаточных напряжений $\sigma_z^{нов}$ на поверхности упрочнённых образцов.

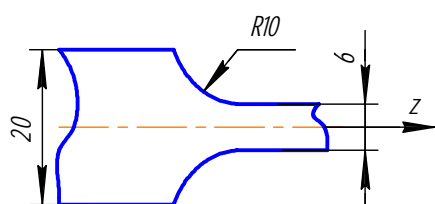


Рис. 5. Рабочая часть плоских образцов из сплава ЭИ698ВД

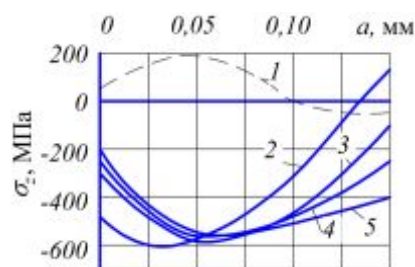


Рис. 6. Остаточные напряжения в плоских образцах из сплава ЭИ698ВД; номера эюр соответствуют вариантам табл. 3

Таблица 3 - Режимы упрочнения, результаты испытаний на усталость и определения остаточных напряжений в плоских образцах из сплава ЭИ698ВД

Вариант	p , МПа	σ_{-1y} , МПа	$\sigma_z^{нов}$, МПа	ψ_σ	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
1	исх. сост.	332,9	–	–	–	–
2	0,15	545,4	-440	0,483	-531	0,400
3	0,3	562,6	-280	0,820	-524	0,438
4	0,45	630,2	-260	1,143	-483	0,616
5	0,6	574,8	-220	1,100	-472	0,513

Ускоренные испытания на усталость плоских образцов при изгибе в случае симметричного цикла проводились на вибростенде, база испытаний – $2 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Значения условного предела выносливости σ_{-1y} представлены в табл. 3. В упрочнённых образцах после испытаний на усталость при напряжениях, равных пределу выносливости, были обнаружены нераспространяющиеся трещины усталости, средняя критическая глубина которых составляла $t_{кр} = 0,065$ мм. По толщине поверхностного слоя, равной 0,065 мм, по формуле (3) вычислялись среднеинтегральные остаточные напряжения $\bar{\sigma}_{ост}$ с использованием распределения остаточных напряжений, приведённых на рис. 6. Значения $\bar{\sigma}_{ост}$ представлены в табл. 3.

Анализируя данные табл. 3, можно видеть, что коэффициент влияния ψ_σ по критерию $\sigma_z^{нов}$ изменяется в 2,3 раза. Изменение коэффициента ψ_σ в таких широких пределах и в этом случае не позволяет использовать критерий $\sigma_z^{нов}$ для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых гладких деталей.

Значение коэффициента влияния $\bar{\psi}_\sigma$ по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$ составляет в среднем 0,492 и практически совпадает со значением $\bar{\psi}_\sigma$, вычисленным по формуле (4) при теоретическом коэффициенте концентрации напряжений $\alpha_\sigma = 1,0$, то есть для случая гладкой детали. Таким образом и для гладких образцов (деталей), то есть для образцов (деталей) без концентраторов напряжений, полнота эпюры сжимающих остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя, равной $t_{кр}$, является определяющим фактором влияния упрочнения на предел выносливости.

Выводы

1. Предел выносливости поверхностно упрочнённых образцов (деталей) определяется не величиной сжимающих остаточных напряжений на поверхности, а полнотой эпюры остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости.

2. Достаточно точную для практики оценку влияния характера распределения

сжимающих остаточных напряжений на предел выносливости поверхностно упрочнённых образцов (деталей) даёт критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$, вычисленный по толщине поверхностного слоя, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости.

3. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов (деталей) по критерию остаточных напряжений $\sigma_z^{нов}$ на поверхности опасного сечения может привести на практике к существенной ошибке.

Библиографический список

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

2. Кравченко Б.А., Митряев К.Ф. Обработка и выносливость высокопрочных материалов. Куйбышев: Куйбышев. книж. изд-во, 1968. 131 с.

3. Серенсен С.В., Борисов С.П., Бородин Н.А. К вопросу об оценке сопротивления усталости поверхностно упрочнённых образцов с учётом кинетики остаточной напряжённости // Проблемы прочности. 1969. № 2. С. 3-6.

4. Туровский М.Л., Шифрин Н.М. Концентрация напряжений в поверхностном слое цементированной стали // Вестник машиностроения, 1970. № 11. С. 37-40.

5. Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия вузов. Машиностроение. 1986. № 8. С. 29-32.

6. Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулюк В.С. Прогнозирование сопротивления усталости упрочнённых деталей по оста-

точным напряжениям. Самара: СНЦ РАН, 2012. 125 с.

7. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали // Известия вузов. Машиностроение. 1988. № 8. С. 22-26.

8. Павлов В.Ф., Вакулюк В.С., Кирпичёв В.А., Лапин В.И. Остаточные напряжения и предел выносливости корсетных образцов после различных видов термической и химико-термической обработки // Вестник СамГТУ. Технические науки. 2010. № 3(28). С. 101-106.

9. Кирпичёв В.А., Букатый А.С., Филатов А.П., Чирков А.В. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений // Вестник УГАТУ. 2011. Т. 15, № 4(44). С. 81-85.

10. Петерсон Р.Е. Коэффициенты концентрации напряжений. М.: Мир, 1977. 304 с.

11. Биргер И.А. Остаточные напряжения. М.: Машгиз, 1963. 232 с.

Информация об авторах

Кирпичёв Виктор Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры сопротивления материалов, 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.

Вакулюк Владимир Степанович, кандидат технических наук, доцент ка-

федры 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.

Букатый Алексей Станиславович, кандидат технических наук, докторант кафедры сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.

Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: bukaty@inbox.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Лунин Валентин Валерьевич, аспирант кафедры прикладной математики и информатики, Самарский государственный технический университет. E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Михалкина Светлана Алексеевна, старший преподаватель кафедры высшей математики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

DEPENDENCE OF THE ENDURANCE LIMIT ON THE CHARACTER OF RESIDUAL STRESSES DISTRIBUTION IN THE SURFACE LAYER OF HARD- ENED PARTS

©2014 V.A. Kirpichyov¹, V.S. Vakulyuk¹, A.S. Bukaty¹, V.V. Lunin², S.A. Mikhalkina¹

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²Samara State Technical University, Samara, Russian Federation

The influence of the character of compressive residual stress distribution on the endurance limit of surface-hardened specimens made of various steels and alloys under bending has been examined. Specimens made of ВНС40 and 38Х2МЮА steels with V-shaped notches were hardened by nitriding, foundation specimens made of ВКС-5 alloy – by cementation and ionic cementation, flat specimens made of ЭИ698ВД alloy – by air-shot-blasting. The influence of surface hardening on the endurance limit was assessed using two criterions, namely: residual stresses on the dangerous section surface and the average integral residual stresses. It was established that the endurance limit of surface-hardened specimens (parts) is determined not by the value of compressive residual stresses on the surface but by the completeness of the diagram of the residual stress over the part surface layer thickness on condition that the surface layer thickness is equal to the critical depth of the non-propagating fatigue crack. The average integral residual stress criterion calculated over the thickness of a surface layer of the dangerous section equal to the critical depth of the non-propagating fatigue crack gives a rather accurate estimation of the influence the character of compressive residual stress distribution has on the endurance limit of hardened specimens (parts). In practice the estimation of the increment of surface-hardened specimens (parts) endurance limit by the criterion of residual stresses on the dangerous section surface may lead to a significant error.

Surface hardening, compressive residual stress distribution character, endurance limit, criterion of average integral residual stresses.

References

1. Ivanov S.I., Pavlov V.F. The effect of residual stresses and cold working on fatigue strength // *Strength of Materials*. 1976. V. 8, no. 5. P. 529-531
2. Krapchenko B.A., Mitryaev K.F. *Machining and endurance of high-strength materials*. Kuibyshev: Kuibyshev Publishing House, 1968. 131 p.
3. Serensen S.V., Borisov S.P., Borodin N.A. Evaluation of fatigue resistance of surface-hardened specimens taking into account residual stress kinetics. // *Strength of Materials*. 1969. No. 2. P. 3-6. (In Russ.)
4. Turovsky M.L., Shifrin N.M. Stress concentration in the surface layer of case-

hardened steel. // Vestnik mashinostroyeniya. 1970. No. 11. P. 37- 40. (In Russ.)

5. Pavlov V.F. Connection between residual stresses and endurance limit under bending in stress concentration conditions // Izvestiya vusov. Mashinostroyeniye. 1986. No. 8. P. 29-32. (In Russ.)

6. Pavlov V.F. Kirpichyov V.A., Vakulyuk V.S. Prognozirovaniye soprotivleniya ustalosti uprochnennykh detaley po osta-tochnym napryazheniyam [Prediction of fatigue resistance of surface-hardened parts by residual stresses]. Samara: Samarskiy nauchnyy tsentr RAN Publ., 2012. 125 p.

7. Pavlov V.F. The influence of the value and distribution of residual stresses in the surface layer of a part with a concentrator on the endurance limit. Report 1. Solid parts // Izvestiya vusov. Mashinostroyeniye. 1988. No. 8. P. 22-26. (In Russ.)

8. Pavlov V.F., Vakulyuk V.S., Kirpichyov V.A., Lapin V.I. Residual stresses and limit of endurance of corset specimens after various types of thermal and thermochemical processing // Vestnik of Samara St. Tech. Univ. Technical Sciences Series. 2010. No. 3(28). P. 101-106. (In Russ.)

9. Kirpichyov V.A., Bukaty A.S., Filatov A.P., Chirkov A.V. Prediction of the endurance limit of superficially strengthened details at various degree of stress concentration // Vestnik UGATU. 2011. No. 4(44). P. 81-85. (In Russ.)

10. Peterson R.E. Koeffitsienty kontsentratsii napryazheniy [Stress concentration coefficients]. Moscow: MIR Publ., 1977. 304 p.

11. Birger I.A. Ostatochnye napryazheniya [Residual stresses]. Moscow: Mashgiz Publ., 1963. 232 p.

About the authors

Kirpichyov Victor Alexeevich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Strength of Materials, Dean of the Aircraft Construction Faculty, Samara State Aerospace University. E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of Research: residual stresses mechanics.

Vakulyuk Vladimir Stepanovich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Strength of Materials, Samara State Aerospace University. E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of Research: residual stresses mechanics.

Bukaty Alexey Stanislavovich, Candidate of Science (Engineering), Doctoral

Candidate of the Department of Strength of Materials, Samara State Aerospace University. E-mail: bukaty@inbox.ru. Area of Research: residual stresses mechanics.

Lunin Valentin Valerievich, post-graduate student of the Applied Mathematics and Informatics Department, Samara State Technical University. E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of Research: residual stresses mechanics.

Mikhalkina Svetlana Alexeevna, Senior Lecturer of the Higher Mathematics Department, Samara State Aerospace University. E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of Research: residual stresses mechanics.

УДК 621.454.2

МОДЕЛИРОВАНИЕ СРЫВНОЙ КАВИТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ БУСТЕРНОГО ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА И СРАВНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И ЧИСЛЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

© 2014 И.С. Казённов, Ю.И. Каналин, Н.П. Полетаев, И.А. Чернышева

Научно-производственное объединение «Энергомаш имени академика В.П. Глушко»,
г. Химки Московской области

В настоящее время в двигателях больших и малых тяг отечественных и зарубежных конструкций для уменьшения давления в баках применяются шнековые бустерные насосы (БН). Как и в любых гидравлических устройствах там возможно появление кавитации. Для определения кавитационных характеристик шнековых и шнекоцентробежных насосов получен ряд эмпирических формул, которые не до конца учитывают все геометрические особенности шнеков переменного шага. В современных программах численного трёхмерного моделирования применяются различные модели кавитации, используя которые можно получить кавитационные свойства любой геометрии, однако методик расчётов нет. В данной статье представлены результаты моделирования течения в бустерном насосе и их сравнение с экспериментом. Моделирование проводилось с использованием ANSYS CFX. Явление кавитации моделировалось в стационарной постановке с учётом кавитационной модели Рэля-Плессета. Геометрическая модель состояла из оседиагонального колеса и лопаточного спрямляющего аппарата. Моделирование проводилось в модели как с зазором, банджом и шероховатостью, так и без них. На основе этого разработана методика расчёта срывной кавитационной кривой при помощи ANSYS CFX.

Оседиагональный бустерный турбонасосный агрегат, зазор, кавитация, кавитационная модель Рэля – Плессета, напор.

Введение

Бустерные турбонасосные агрегаты (БТНА) (рис. 1) являются важной частью жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) большой тяги и необходимы для обеспечения бессрывной работы основных насосов. Скорость вращения БТНА в разы меньше скорости вращения основных насосов. Из этого следует, что давление на входе в БТНА может быть снижено в разы по сравнению с входным давлением, необходимым для бессрывной работы основных насосов.

Целью данной работы являлось моделирование стационарного пространственного течения и разработка методики получения кавитационной кривой оседиагонального БТНА.

Описание и основные характеристики БТНА

В данной работе главное внимание сосредоточено на течении в канале оседиагонального (шнекового) колеса БТНА. Для более правильной постановки граничных условий на выходе из оседиагонального колеса (ОК), в расчётной модели использовался лопаточный спрямляющий аппарат (СА).

На входе в насос стоят пилоны, которые служат для установки подшипниковой опоры, для подвода расходов охлаждения подшипника и разгрузки осевых сил, а также для уменьшения закрутки потока на пониженных расходах. Течение моделировалось на номинальном режиме (режим без обратных токов [1]), поэтому для упрощения расчётной модели пилоны не моделировались. Также не моделировались расходы из полости разгрузки осевых сил и охлаждения подшипников из-за их малости по сравнению с основным расходом.

Рабочее колесо имеет переменную втулку и три лопатки, выполненные с переменным шагом. Входная кромка ОК выполнена с малыми углами атаки по всей высоте всасывающей стороны лопатки. На выходе ОК установлен ротор турбины, внутренняя сторона которого является банджом ОК. Течение в турбине не моделировалось, поэтому в модели представляет интерес только бандж, который ограничивает протяжённость зазора между лопатками и статором, а также создаёт дополнительную закрутку потока.

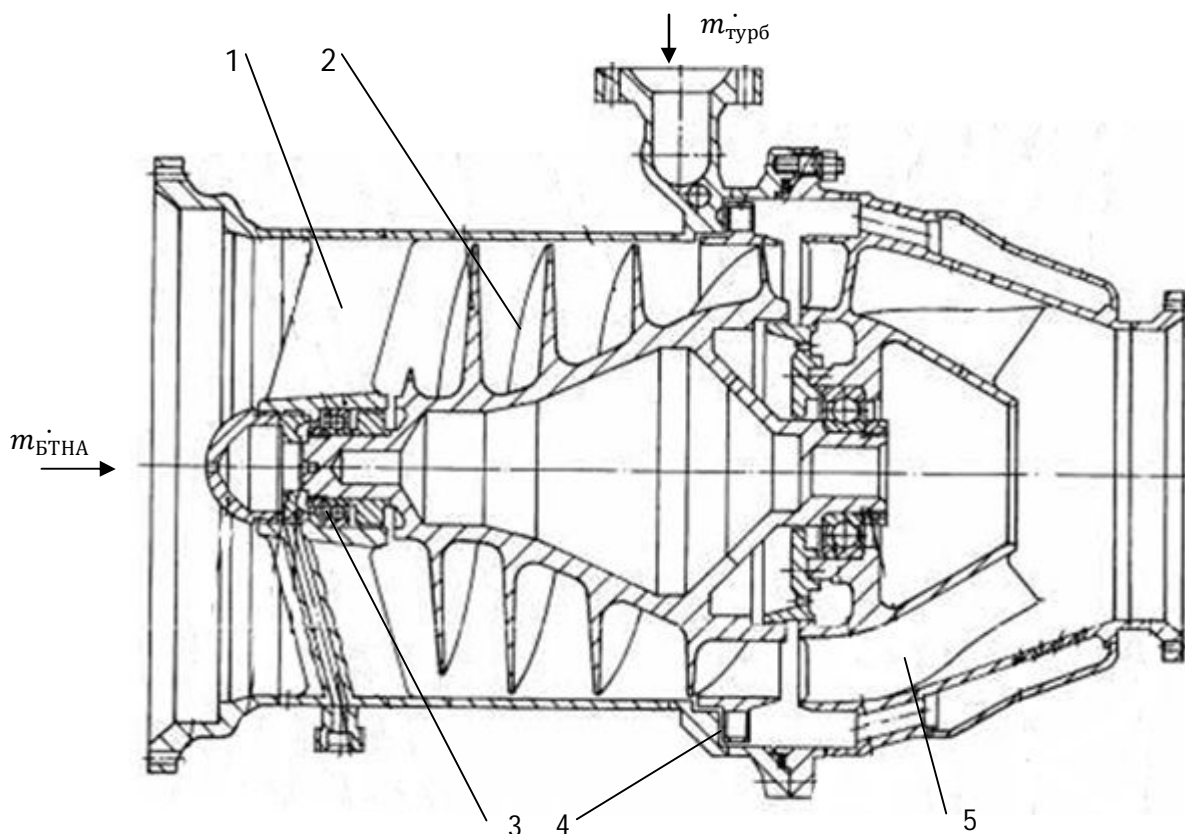


Рис. 1. Типовая схема БТНА ЖРД НПО Энергомаш [3]; 1- входные пилоны; 2 – оседиагональное колесо; 3 – полость разгрузки осевых сил; 4 – ротор турбины привода; 5 – спрямляющий аппарат отвода

Моделирование кавитации

Одной из главных проблем при проектировании БТНА является обеспечение их кавитационных характеристик.

В насосах кавитация возникает при давлении на входе в насос, существенно превышающем давление парообразования при данной температуре жидкости. Это явление связано, прежде всего, с обтеканием лопатки. При обтекании лопаток, как и при обтекании любого профиля, образуется область пониженного давления [2].

В ANSYS CFX кавитация моделируется как многофазное течение. Для межфазового перехода используется дифференциальное уравнение Рэлея-Плессета [4]. Скорость фазового переноса массы между жидкостью и паром в единице объёма запишется в уравнении (1) для процесса парообразования, в уравнении (2) - для процесса конденсации.

$$m'_{fg} = F \frac{3r_{nuc}(1-r_g)\rho_g}{R_{nuc}} \sqrt{\frac{2|p_v-p|}{3\rho_f}} \operatorname{sgn}(p_v-p), \quad (1)$$

$$m'_{fg} = F \frac{3r_g\rho_f}{R_B} \sqrt{\frac{2|p_v-p|}{3\rho_f}} \operatorname{sgn}(p_v-p), \quad (2)$$

где F – эмпирический коэффициент, который различается для парообразования и конденсации, r_{nuc} , r_g – объёмная доля ядер нуклеации (ядер парообразования) и паровой фазы соответственно, R_B , R_{nuc} – радиус ядер кавитации и ядер нуклеации соответственно, p_v – давление в пузырьре (давление насыщенных паров при заданной температуре), p – давление жидкости, окружающей пузырь, ρ_g , ρ_f – плотность газа и жидкости соответственно, σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости на поверхности парового пузырьра.

Для модели Рэлея-Плессета в ANSYS CFX используются следующие параметры:

- $R_{nuc}=1$ [мкм];
- $r_{nuc}=5 \cdot 10^{-4}$;
- $F_{vap}=50$ – для парообразования;
- $F_{cond}=0.01$ – для конденсации;

В доступной литературе по моделированию кавитации в ANSYS CFX пред-

ставлено много работ, но по моделированию срывной кавитационной кривой в диагональных, центробежных и шнековых насосах в сравнении с экспериментом было найдено всего 6 источников [5-10]. Ни в одной из этих работ не представлена методика моделирования кавитации.

Из просмотренной литературы можно сделать вывод о том, что погрешность расчёта по критическому кавитационному запасу составляет от 1% до 60%, в среднем погрешность составляет 10-20% (более низкое входное давление срыва по расчёту). Несмотря на такую погрешность расчётов, абсолютные значения имеют небольшую разницу.

По напору погрешность находится в пределах 1-16% в сторону увеличения

рассчитанного напора, средняя же погрешность составляет 5-10%.

Сеточная модель

Расчётная модель БТНА была разбита на два домена: первый – это 1/3 проточной части области входа и канал ОК (1 лопатка), второй – 1/11 проточной части СА (1 лопатка).

Сеточные модели (рис. 2) были выполнены мультиблочным методом и структурированной сеткой, состоящей только из гексаэдров. Такой выбор сетки, несмотря на сложность её построения, обусловлен рекомендациями, которые были даны в [11] (на гексаэдральной сетке сходимость и устойчивость решения для расчётов с кавитацией лучше, чем на тетраэдральной).

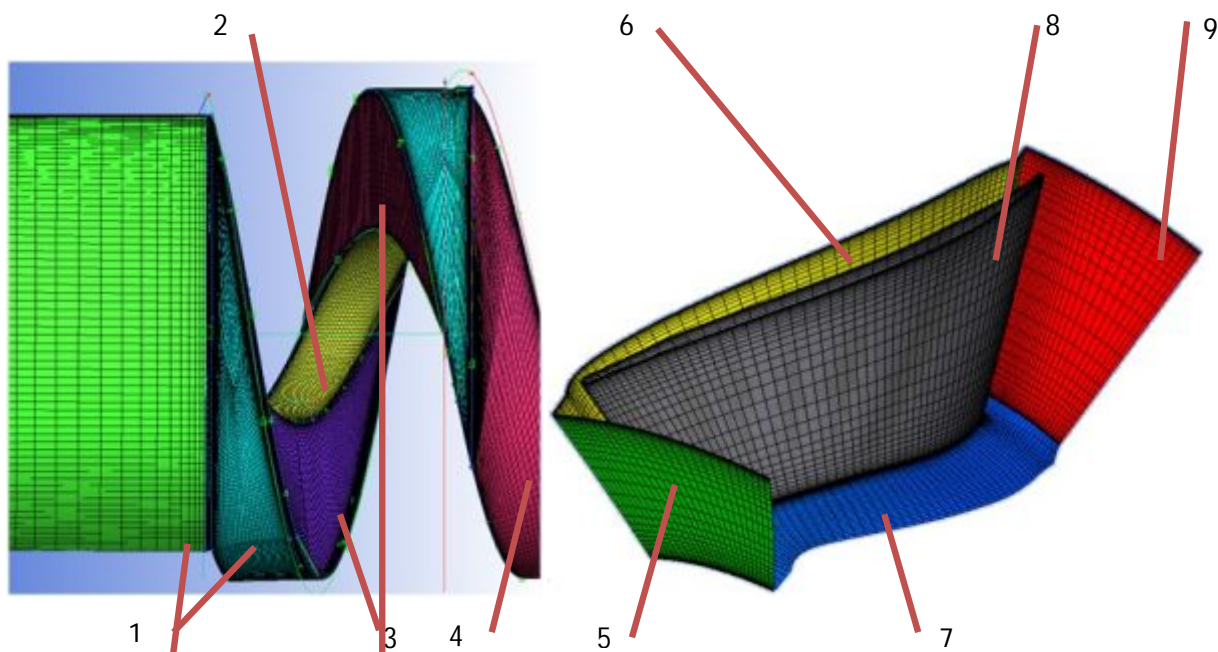


Рис. 2. Сеточные модели расчётных областей: слева – проточный канал ОК, справа – поверхности сетки СА; 1- периферийные области ОК с зазором; 2 – область втулки ОК; 3 – поверхности всасывающей и напорной стороны ОК; 4 – периферийная область ОК без зазора (бандаж); 5 – поверхность входа в СА (интерфейс между доменами ОК и СА); 6 – поверхность симметрии СА; 7 – втулочная поверхность СА; 8 – поверхность лопатки СА; 9 – выход из домена СА

По рекомендациям из [12] было уделено внимание тому, чтобы стыковка узлов на периодических поверхностях происходила точно узел в узел, а также соблюдены требования к росту и размерам ячеек.

Для ОК сетки были сделаны двух типов: первый тип – без зазора, второй – с зазором и с учётом бандажа. Сеточная

модель с бандажом получилась более сложной и трудоёмкой в изготовлении, а также с большим количеством ячеек за счёт дополнительных блоков в зазоре.

Сеточные модели соединялись между собой посредством интерфейсов, представленных в программе ANSYS CFX, которые позволяют переносить консерва-

тивные параметры между поверхностями доменов.

Для стационарных течений в ANSYS CFX есть два типа интерфейсов:

–Frozen rotor («замороженный» ротор) – в данном типе интерфейса передача данных происходит напрямую, без осреднения полей потока при переходе из одного домена в другой, таким образом можно моделировать следы от лопаток. Однако требуется, чтобы отношение площадей сопрягаемых поверхностей было близко к единице [4, 12];

–Stage (осреднённый по окружности поток) – в данном методе выполняется осреднение параметров потока в окружном направлении. Поэтому расположение ротора относительно статора неважно.

Главная задача данного моделирования - это получение срывной характеристики ОК, а не взаимодействие ОК и СА, поэтому соединение доменов проводилось посредством интерфейса типа stage.

Численное моделирование

Моделирование трёхмерного турбулентного стационарного течения решается путём применения уравнений Навье-Стокса с рейнольдсовым усреднением турбулентных пульсаций составляющих параметров течения (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS). Для вычисления турбулентных напряжений применена модель турбулентности Shear Stress Transport (SST).

Проведено два варианта расчётов кавитационной характеристики для модели без зазора и с зазором, на невращающихся поверхностях применялось граничное условие стенки типа counter-rotating wall (тип стенки, использующийся для вращающихся систем, стенка неподвижна относительно абсолютной системы координат; во вращающейся системе координат скорость стенки равна $U_{wall} = -\omega * R$). Для модели с зазором учитывалась шероховатость поверхностей.

Для получения кавитационной кривой проводились стационарные расчёты, то есть для каждой точки кривой создавался свой файл и проводился отдельный расчёт. Поэтому на входе задавалось переменное полное давление, где на каж-

дую точку кавитационной кривой создавался новый расчётный файл с новым входным давлением. Для нового расчётного файла исходные данные принимались из предыдущего расчёта. Первая точка считалась для входных давлений существенно больших, чем давление срыва, и без учёта уравнения Релея-Плессета. Затем проводился расчёт с уравнением Релея-Плессета. Такой последовательный метод решения, сначала без учёта, а затем с учётом уравнения Релея-Плессета, приведён в [4]. При получении устойчивого решения расчёт останавливался, входное давление понижалось. Для устойчивой сходимости решения понижение давления должно быть таким, чтобы рост каверны не был слишком резким, в противном случае расчёт выдает ошибку и останавливает решение. Чтобы этого избежать, должно быть задано меньшее снижение давления. Если же расчёт сразу проводится с учётом уравнения Релея-Плессета, то нужно намного больше времени для того, чтобы задача сошлась и вышла на стационарный режим.

Во время расчёта, по мере снижения входного давления, увеличения каверны и приближения к точке срыва напора, расчёты занимают больше времени для получения установившихся стационарных результатов. При попытке просчитать точку срыва до выхода на стационарный режим, расчёт длился больше недели и не принёс положительных результатов, так как он не «сошёлся» и предпосылок к этому не было.

Решение считалось сошедшимся, когда:

- невязки по среднеквадратичным параметрам достигали 10^{-4} ;
- дисбаланс массовых потоков не превышал 10^{-4} ;
- Mass Domain source, P-Vol Domain source, V-mom Domain source, W-mom Domain source, K-TurbKE Domain source, O-TurbFreq Domain source достигали определённого уровня и далее не изменялись.

Результаты расчёта

Полученные расчётным путём результаты по напору БТНА в зависимости от кавитационного запаса сравниваются с

результатом модельных испытаний (МИ). На рис. 3 видно, что расчётные характеристики показывают меньшую величину $\Delta h_{\text{Д}}$, чем по результатам модельных испытаний (здесь $\Delta h_{\text{Д}}$ – срыв по второму критическому режиму [2]). Для модели с зазором разница составляет около 15%, без зазора - 10%.

Для модели без зазора рассчитанный напор выше напора по МИ, а для модели с

зазором значения рассчитанного напора хорошо согласуются с результатами напора по МИ.

Несмотря на то, что модель без зазора имеет более простую сеточную структуру и меньшую погрешность по $\Delta h_{\text{Д}}$, она не учитывает вихревую кавитацию и потери в зазоре, а, следовательно, и реальную картину течения (рис. 4).

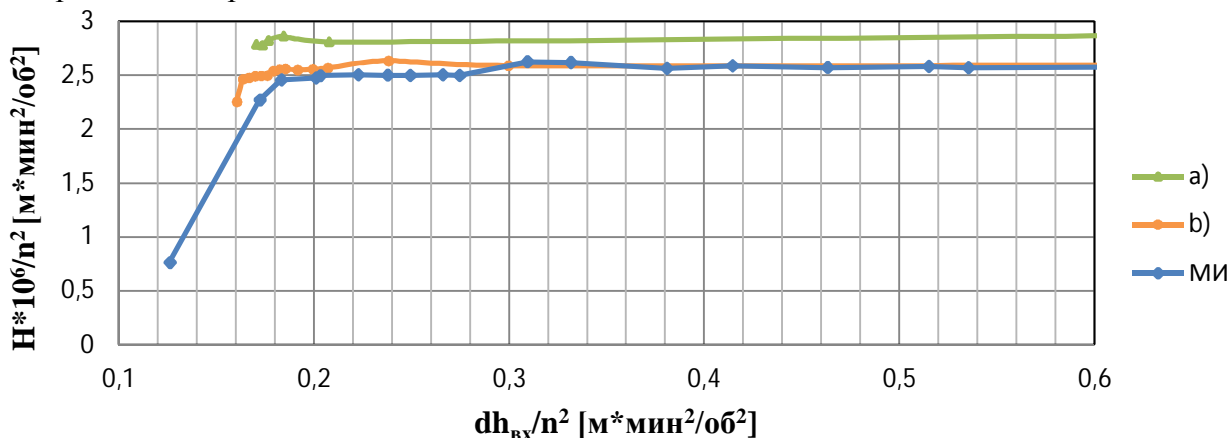


Рис. 3. Срывная кавитационная характеристика БТНА:
 а – модель без зазора, б – модель с зазором, МИ - модельное испытание

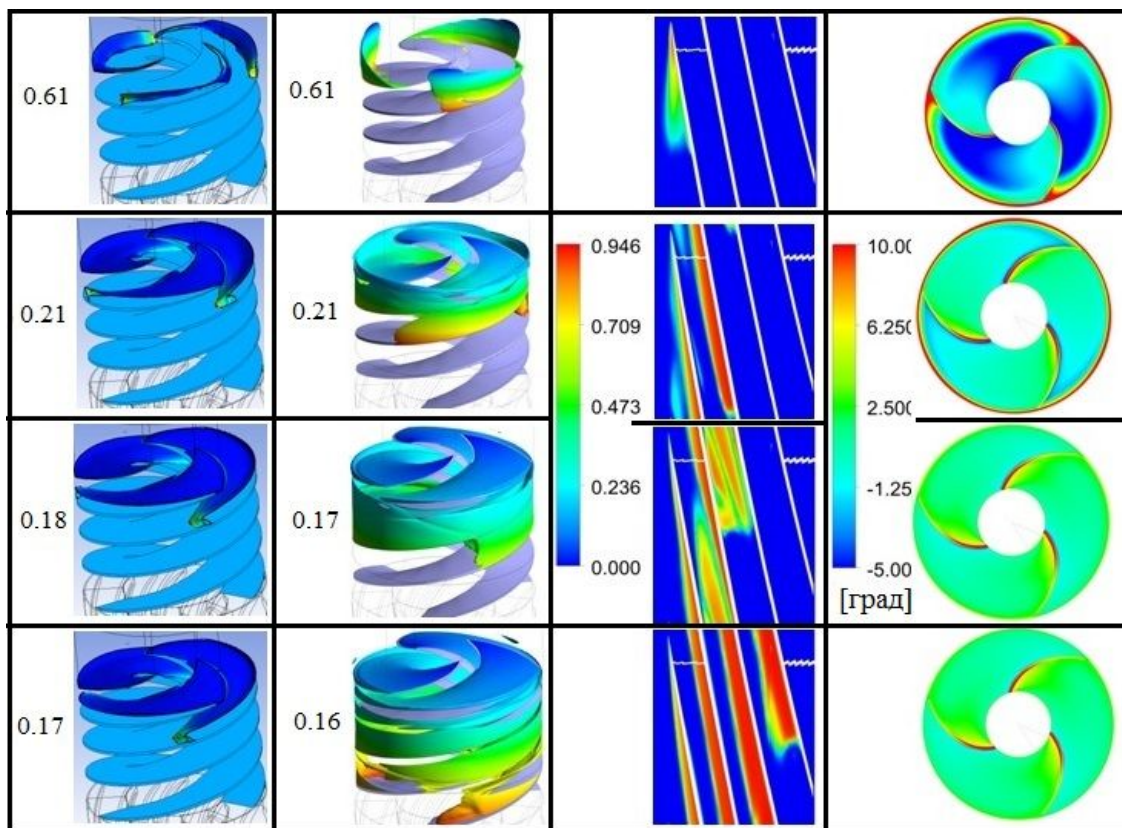


Рис. 4. Слева направо – трёхмерная картина распределения каверны в ОК при 10% содержании паровой фазы в воде в модели без зазора; - с зазором; - развёртка канала на 90% высоты лопасти с картиной распределения паровой фазы; распределение угла атаки на входной кромке в модели с зазором. Возле первого и второго столбцов слева проставлены значения, соответствующие $dh_{\text{вх}}/n^2$

В модели с зазором каверна образуется за счёт перетечек с напорной стороны лопатки на всасывающую. Срыв происходит после того, как каверна доходит до банджа (в модели без зазора срыв происходит после того, как каверна доходит до следующей лопатки).

По картинам распределения угла атаки (рис. 4) можно увидеть, что при больших значениях dh_{ex}/n^2 угол атаки на периферии имеет значение намного больше расчётного, равного 1 град. Это происходит из-за перетечек в зазоре, которые выходят под углом к основному потоку и закручивают его в сторону вращения колеса.

В «активном потоке» проходное сечение получается поджатым (рис. 5), и характер течения схож с характером течения при наличии обратных токов на входе. Вследствие этого углы атаки в «активном потоке» могут быть отрицательными.

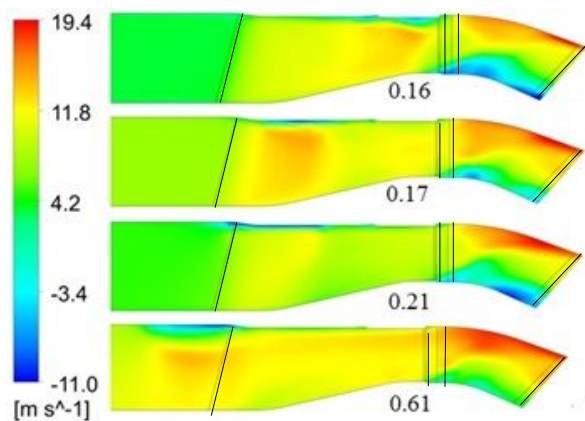


Рис. 5. Распределение осевой скорости (модель с зазором) в зависимости dh_{ex}/n^2 (значения подписаны под рисунками)

С уменьшением dh_{ex}/n^2 , перетечки в зазоре от входной кромки перемещаются вдоль лопатки, пропорционально продвижению каверны (рис. 4) и распределению давления (рис. 5). Это приводит к перераспределению осевой скорости, а в итоге и к увеличению угла атаки.

Течения в зазоре, влияющие на «активный поток», изучены в иностранной литературе [10, 13-15]. При проектировании оседагонального колеса они не учитывались. Однако распределение осевой скорости на входе в колесо (рис. 6) пока-

зывает, что зазор влияет на картину распределения скоростей и, как следствие, углов атаки.

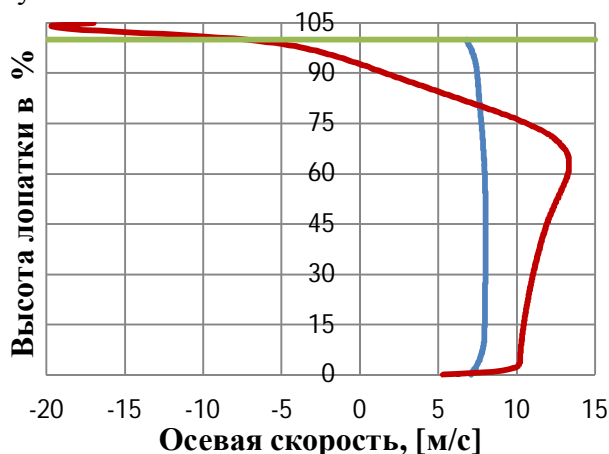


Рис. 6. График распределения осевой скорости по высоте лопатки перед входной кромкой при $dh_{ex}/n^2=0,61$ (— модель без зазора, — с зазором, — конец лопатки)

Потери в спрямляющем аппарате (Δh_{CA}) во всех вариантах расчётов на расчётном режиме составляют около 15...17 [м] (15% от напора ОК). Потери рассчитывались по формуле (3)

$$\Delta h_{CA} = H_{t_{БН}} - H_{t_{ОК}}, \quad (3)$$

где $H_{t_{БН}}$ - напор БТНА, $H_{t_{ОК}}$ - напор ОК.

На рис. 6 можно увидеть зарождающиеся обратные токи на выходе ОК, которые переходят в СА. Это подтверждается рис. 7 (два последних столбца), где из картин течения у втулки отчётливо видны повышенные углы отставания потока на выходе из ОК и пониженные значения угла атаки у втулки СА.

Обратные токи на выходе ОК (судя по углам атаки на СА, рис. 7 последний столбец, рис. 8) уменьшаются от больших dh_{ex}/n^2 к меньшим, вплоть до самого срыва (в точке срыва увеличиваются). При этом от 12...18 % до 90...95 % высоты лопатки углы атаки СА меньше нуля и с уменьшением dh_{ex}/n^2 тоже уменьшаются, но в точке срыва имеют минимальное значение (рис. 8).

Однако возможно, что такие результаты по углам атаки в СА могли быть получены вследствие применения интерфейса соединения поверхностей типа stage, что предстоит выяснить в дальнейшем.

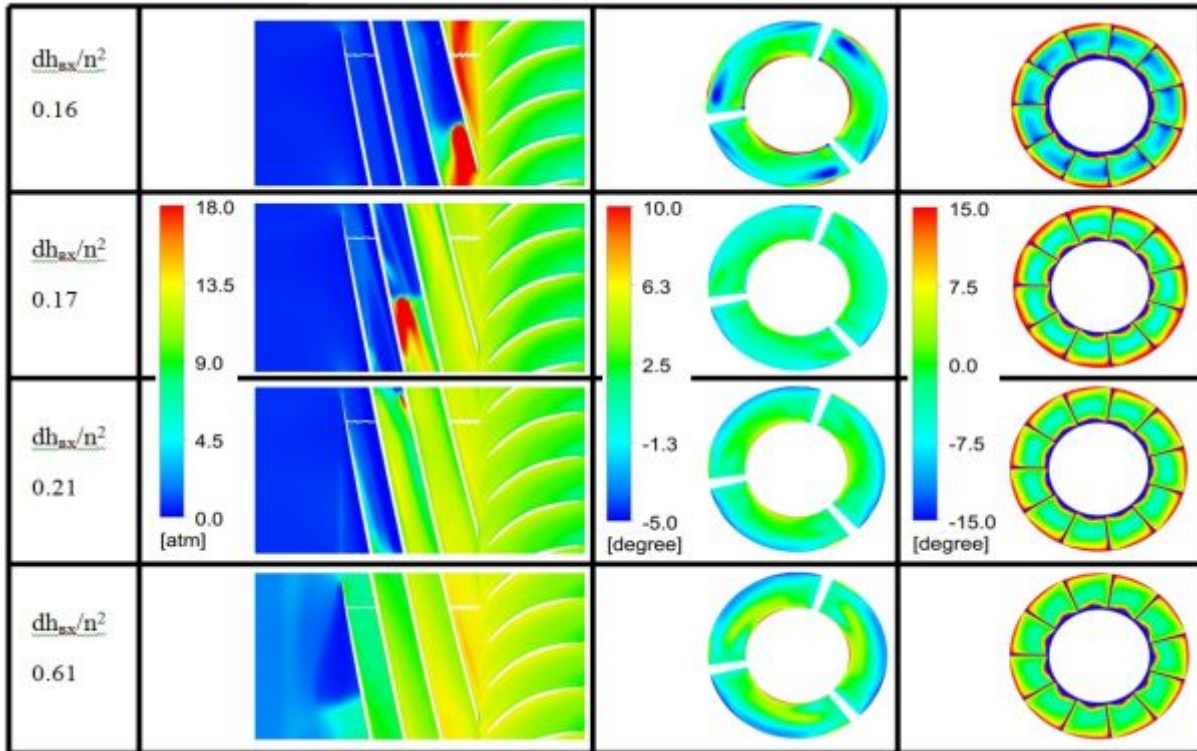


Рис. 7. Слева направо (модель с зазором) – развётка канала на 90% высоты лопасти с картиной распределения полного давления; распределение угла отставания потока на выходной кромке лопасти колеса; распределение угла атаки потока на входной кромке лопасти СА. Возле столбцов проставлены значения, соответствующие dh_{BX}/n^2

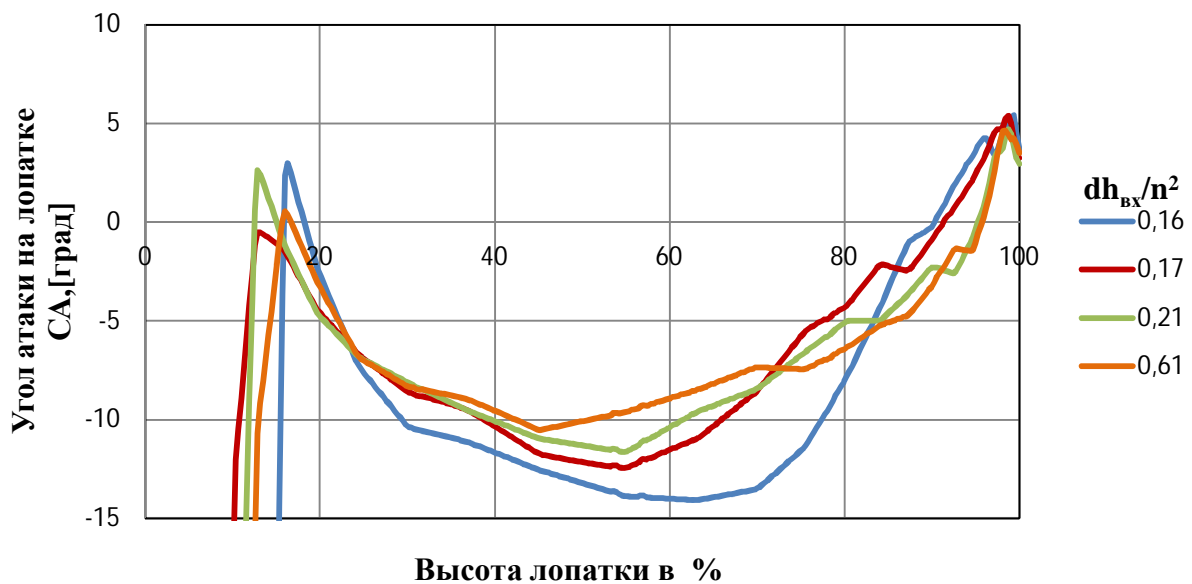


Рис. 8. Распределение по высоте осредненного в окружном направлении угла атаки лопатки СА

Сравнивая полученные значения погрешностей расчёта параметров с результатами других авторов [5-10], можно сделать вывод о том, что полученная погрешность в расчёте, равная 15% по срывному кавитационному запасу, является удовлетворительным результатом, осо-

бенно если учитывать тот факт, что абсолютная разница равна 1 м.

Проведённое моделирование показало, что выбранная расчётная модель с одной лопаткой ОК и одной лопаткой СА показывает хорошую сходимость расчётов и их результатов при меньшем времени расчёта и меньших требованиях к мощно-

сти компьютера по сравнению с полной моделью. Наиболее верным расчётным вариантом является модель с зазором, так как она более правильно описывает механизм течения в ОК.

Выводы

1. Разработана методика расчёта срывной кавитационной характеристики при помощи ANSYS CFX.

2. Рассчитаны характеристики по 2 различным моделям (с зазором и без зазора).

3. Вариант моделирования шнека с зазором является более верным, по сравнению с вариантом без зазора, так как он более правильно описывает механизм течения в шнеке.

4. Разница величин $\Delta h_{\text{вх}}$ между рассчитанными давлениями срыва (модель с зазором) и модельными испытаниями составляет около 15% ($\Delta h_{\text{II расч.}} < \Delta h_{\text{II вода}}$),

что является удовлетворительным результатом.

5. Потери давления в спрямляющем аппарате составляют около 15% во всех вариантах расчётов.

6. Получены картины распределений давления, скорости, каверны, углов атаки и отставания в оседиагональном колесе и спрямляющем аппарате.

7. По полученным картинам распределений параметров видно, что при повышенных давлениях на входе (несильно развитая кавитация) имеются обратные течения из-за перетечек в зазоре с напорной стороны лопасти на всасывающую, вследствие чего углы атаки на входе в колесо могут быть отрицательными.

8. Полученные результаты могут быть применены для прогноза параметров вновь разрабатываемых насосов.

Библиографический список

1. Боровский Б.И., Ершов Н.С., Овсяников Б.В., Петров В.И., Чебаевский В.Ф., Шапиро А.С. Высокооборотные лопаточные насосы. М.: Машиностроение, 1975. 336 с.

2. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчёт агрегатов питания ЖРД. М.: Машиностроение, 1971. 376 с.

3. Валуева О.А., Видишев В.И., Каналин Ю.И., Полетаев Н.П. Кавитационные характеристики шнековых бустерных насосов ЖРД конструкции НПО Энергомаш // Труды НПО Энергомаш им. академика В.П. Глушко. 2005. № 23. С. 306-320.

4. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0. © 1996-2006 ANSYS Europe, Ltd.

5. Bakir F., Rey R., Gerber A.G., Belamri T., Hutchinson B. Numerical and experimental investigations of the cavitating behavior of an inducer // Int. Journal Rotating Machinery. 2004.

6. Philippe Dupont, Tomoyoshi Okamura. Cavitating Flow Calculations in Industry // International Journal of Rotating Machinery. 2003.

7. Youcef AIT BOUZIAD. Physical modelling of leading edge cavitation: computational methodologies and application to hydraulic machinery. EPFL - Laboratoire de Machines Hydrauliques, 2006.

8. Pierrat D., Gros L., Couzinet A., Pintrand G., Gyomlai Ph. On the Leading Edge Cavitation In a Helico-centrifugal pump: Experimental and Numerical Investigations. IAHR WG Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, 2009.

9. Hou-lin LIU, Dong-xi LIU, Yong WANG, Xian-fang WU, Jian WANG. Application of modified k- ω model to predicting cavitating flow in centrifugal pump // Water Science and Engineering. 2013. V. 6, no. 3. P. 331-339.

10. Rafael Campos-Amezcuа, Sofiane Khelladi, Zdzislaw Mazur-Czerwiec, Farid Bakir, Alfonso Campos-Amezcuа, Robert Rey Numerical and Experimental Study of Mass Transfer Through Cavitation in Turbomachinery. InTech. 2011.

11. Jose J.K., Mmbaga J.P., Hayes R.E., Xu Z. Modeling Cavitation in a High Intensi-

ty Agitation Cell // Canadian Journal of Chemical Engineering. 2011. V. 89, no. 5. P. 1154-1164.

12. Попов Е.Н. Моделирование пространственного течения жидкости в кислородном насосе ЖРД с учетом кавитации // Труды НПО Энергомаш. 2010. № 27. С. 65-94.

13. Johann Friedrich Gülich Centrifugal Pumps (second edition). Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010.

14. Miorini R.L., Wu H., Katz J. The Internal structure of the tip leakage vortex within the rotor of an axial waterjet pump // Journal of Turbomachinery. 2011. V. 134, no. 3. Article number 031018.

15. Wu H., Miorini R. L., Katz J. Measurements of the Tip Leakage Vortex Structures and Turbulence in the meridional plane of an axial Water-Jet Pump // Experiments in Fluids. 2011. V. 50, no. 4. P. 989-1003.

Информация об авторах

Казённов Иван Сергеевич, инженер-программист, Научно-производственное объединение «Энергомаш имени академика В.П. Глушко», г. Химки Московской области. E-mail: kazyonnov.ivan@gmail.com, otd769@mail.ru. Область научных интересов: турбонасосные агрегаты, жидкостные ракетные двигатели.

Каналин Юрий Иванович, главный специалист, Научно-производственное объединение «Энергомаш имени академика В.П. Глушко», г. Химки Московской области. E-mail: otd769@mail.ru. Область научных интересов: турбонасосные агрегаты, турбины, жидкостные ракетные двигатели.

Полетаев Николай Павлович, ведущий инженер-конструктор, Научно-производственное объединение «Энергомаш имени академика В.П. Глушко», г. Химки Московской области. E-mail: otd769@mail.ru. Область научных интересов: турбонасосные агрегаты, жидкостные ракетные двигатели.

Чернышева Ирина Алексеевна, начальник сектора, Научно-производственное объединение «Энергомаш имени академика В.П. Глушко», г. Химки Московской области. E-mail: otd769@mail.ru. Область научных интересов: турбонасосные агрегаты, жидкостные ракетные двигатели.

MODELING OF STALL CAVITATION SENSITIVITY OF A BOOSTER TURBOPUMP ASSEMBLY AND COMPARISON BETWEEN EXPERIMENTAL AND NUMERICAL RESULTS

© 2014 I.S. Kazyonnov, U.I. Kanalin, N.P. Poletaev, I.A. Chernisheva

Energomash Science and Production Association named after academician V.P. Glushko, Khimky, Moscow Region, Russian Federation

Nowadays, screw booster pumps (BP) are used in engines of large and small thrust both of Russian and foreign designs to reduce the pressure in the tanks. Cavitation may occur in BPs like in any hydraulic systems. To determine the cavitation characteristics of screw and centrifugal pumps a number of empirical formulas were obtained which do not fully take into account all the geometrical features of variable-step screws. Various models of cavitation are used in CFD programs; cavitation properties of any geometry can be obtained on the basis of these models. The paper presents the results of numerical analysis of the cavitating flow in a booster pump and their comparison with the experimental ones. Modeling was performed by ANSYS CFX. The cavitation phenomena were simulated in a stationary approach using the Rayleigh-Plesset model. The geometrical model included an axial-radial wheel and straightening vanes. The analysis was performed with and without a shroud ring, a clearance gap and roughness. On this basis, a method of calculating the stall cavitation characteristics is developed using ANSYS CFX.

Axial-radial booster turbopump assembly, clearance gap, cavitation, Rayleigh-Plesset cavitation model, discharge head.

References

1. Borovskij B.I., Ershov N.S., Ovsyannikov B.V., Petrov V.I., Chebaevskij B.F., Shapiro A.S. Vysokooborotnye lopatochnye nasosy [High-speed vane pumps]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1975. 336 p.
2. Ovsyannikov B.V., Borovskij B.I. Teoriya i raschet agregatov pitaniya ZhRD [Theory and calculation of power supply units of liquid rocket engines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1971. 376 p.
3. Valueva O.A., Vedishev V.I., Kanalin U.I., Poletaev N.P. Cavitation characteristics of screw boost pumps of LPRE of NPO Energomash design // Trudy NPO Energomash. 2005. No. 23. P. 306-320. (In Russ)
4. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0. © 1996-2006 ANSYS Europe, Ltd.
5. Bakir F., Rey R., Gerber A.G., Belamri T., Hutchinson B. Numerical and experimental investigations of the cavitating behavior of an inducer // Int. Journal Rotating Machinery. 2004. V. 10.
6. Philippe Dupont, Tomoyoshi Okamura. Cavitating Flow Calculations in Industry // International Journal of Rotating Machinery. 2003.
7. Youcef AIT BOUZIAD. Physical modelling of leading edge cavitation: computational methodologies and application to hydraulic machinery. EPFL - Laboratoire de Machines Hydrauliques, 2006.
8. D Pierrat, L. Gros, A. Couzinet, G. Pintrand, Ph. Gyomlai. On the Leading Edge Cavitation In a Helico-centrifugal pump: Experimental and Numerical Investigations. IAHR WG Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, 2009.
9. Hou-lin LIU, Dong-xi LIU, Yong WANG, Xian-fang WU, Jian WANG. Application of modified k- ω model to predicting cavitating flow in centrifugal pump // Water Science and Engineering. 2013. V. 6, no. 3. P. 331-339.
10. Rafael Campos-Amezcu, Sofiane Khelladi, Zdzislaw Mazur-Czerwiec, Farid Bakir, Alfonso Campos-Amezcu, Robert Rey, Numerical and Experimental Study of Mass Transfer Through Cavitation in Turbomachinery. InTech, July 2011.
11. Jose J.K., Mmbaga J.P., Hayes R.E., Xu Z. Modeling Cavitation in a High Intensity Agitation Cell // Canadian Journal of Chemical Engineering. 2011. V. 89, no. 5. P. 1154-1164.
12. Popov E.N. Modeling of a three-dimensional flow of liquid in an oxygen pump of a liquid rocket engine considering cavitation // Trudy NPO Energomash. 2010. No. 27. P. 65-94. (In Russ)
13. Johann Friedrich Gülich. Centrifugal Pumps (second edition). Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010.
14. Miorini R. L., Wu H. Katz J. The Internal structure of the tip leakage vortex within the rotor of an axial waterjet pump // J. Turbomachinery. 2011. V. 134, no. 3. Article number 031018.
15. Wu H., Miorini R. L., Katz J. Measurements of the Tip Leakage Vortex Structures and Turbulence in the meridional plane of an axial Water-Jet Pump // Experiments in Fluids. 2011. V. 50, no. 4. P. 989-1003.

About the authors

Kazyonov Ivan Sergeevich, programmer engineer, Energomash Science and Production Association named after academician V.P. Glushko, Khimky Moscow Region. E-mail: kazyonov.ivan@gmail.com,

otd769@mail.ru. Area of Research: turbopump assemblies, liquid rocket engines.

Kanalin Yuri Ivanovich, Chief Specialist, Energomash Science and Production Association named after academician V.P. Glushko, Khimky, Moscow Region. E-mail:

otd769@mail.ru. Area of Research: turbopump assemblies, turbines, liquid rocket engines.

Poletaev Nikolay Pavlovich, Leading Design Engineer, Energomash Science and Production Association named after academician V.P. Glushko, Khimky, Moscow Region. E-mail: otd769@mail.ru. Area of Re-

search: turbopump assemblies, liquid rocket engines.

Chernisheva Irina Alekseevna, Head of Sector, Energomash Science and Production Association named after academician V.P. Glushko, Khimky, Moscow Region. E-mail: otd769@mail.ru. Area of Research: turbopump assemblies, turbines, liquid rocket engines.

УДК 621.431.75

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КЕРАМИЧЕСКИХ ЛОПАТОК

©2014 Д.В. Сапронов, С.В. Резник

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

Использование керамических деталей в горячей части газотурбинного двигателя позволит повысить КПД благодаря увеличению рабочей температуры газа на выходе из камеры сгорания и уменьшению потерь при охлаждении лопаток, а также снизить массу деталей из-за низкой плотности керамического материала. В зарубежных и отечественных работах было показано, что в настоящее время механические свойства керамики недостаточны для изготовления целого рабочего колеса, однако они достаточны для изготовления лопаток. При создании подобной конструкции основной проблемой является обеспечение прочности замкового соединения металлического диска и керамических лопаток. В предыдущих работах авторов проводилось исследование различных типов замкового соединения керамических лопаток и металлического диска. Данная работа посвящена проектированию рабочего колеса (РК) газовой турбины авиационного газотурбинного двигателя с использованием высокопрочного нитридокремниевое керамического материала. Создан программный код в среде APDL Ansys, позволяющий трёхмерно проводить эскизное проектирование. Проведено исследование на РК турбины высокого давления современного авиационного двигателя. В качестве материала лопаток рассматривался горячепрессованный нитрид кремния, в качестве материала диска - серийный жаропрочный никелевый сплав. Свойства материалов были предоставлены ОНПП «Технология» и ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова».

Газотурбинный двигатель, турбина, керамическая лопатка, нитрид кремния.

Введение. Использование лопаток из керамического материала позволит сократить расход топлива благодаря повышению рабочей температуры деталей и уменьшению потерь воздуха при охлаждении, а также снизить массу рабочих колёс. При создании подобных конструкций одной из первостепенных задач является обеспечение прочности замкового соединения. В работах авторов [1, 2], а также в исследованиях отечественных и зарубежных двигателестроительных фирм [3, 4] сделан вывод, что тип соединения «ёлочка» неприменим из-за высокой концентрации растягивающих напряжений в пазах керамического хвостовика. Целесообразно использовать конструктивные решения, позволяющие минимизировать уровень растягивающих напряжений.

В данной работе создан программный код в среде пакета Ansys Mechanical Design Optimization с использованием встроенного языка программирования APDL [5], позволяющий трёхмерно проектировать рабочие колёса газовых турбин с использованием керамических лопаток. Для соединения лопаток и диска использовалась модификация замкового

соединения типа «ласточкин хвост» с удлинённой ножкой лопатки. Исходными являлись 5 параметров, 24 параметра варьировались. Ограничивающим параметром являлось значение эквивалентного напряжения по Мизесу в диске, минимизируемым параметром было значение первого главного напряжения в хвостовике лопатки (рис. 1).

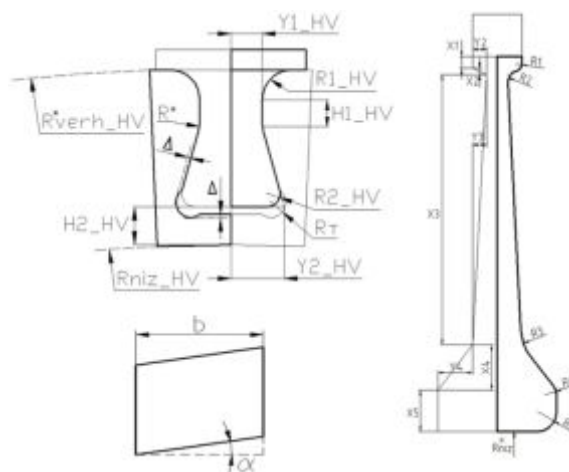


Рис. 1. Трёхмерное проектирование

На базе реальной конструкции на первом этапе проводилось геометрическое построение модели, на втором этапе создавалась конечно-элементная модель и задавались граничные условия, где воз-

действие пера лопатки заменялось распределённой по верхним узлам силой; затем проводился расчёт (рис 2). После получения оптимального варианта расчёт проводился с полной геометрией лопатки.

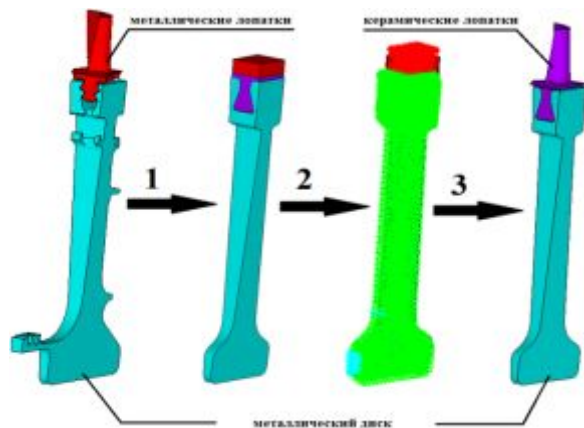


Рис. 2. Этапы проектирования

Проектирование РК. Проведено исследование на неохлаждаемом рабочем колесе (РК) турбины высокого давления (ТВД) авиационного газотурбинного двигателя (АГТД) с периферийным диаметром РК на выходе 680 мм, с частотой вращения 13637 об/мин, соответствовавшей наиболее нагруженному режиму. В качестве материала диска рассматривался жаропрочный никелевый сплав с плотностью 8350 кг/м³, а в качестве материала лопаток рассматривался горячепрессованный нитрид кремния с плотностью 3450 кг/м³. В расчётах принималось, что среднее значение предела прочности на растяжение керамического материала в диапазоне температур от 10°С до 1000°С практически не менялось и составляло 325 МПа, а модуль упругости первого рода снижался от 322 до 261 ГПа.

При помощи созданного кода была получена оптимальная модель РК. В полученной конструкции высота лопатки составила 69 мм. Керамическая лопатка с хвостовиком типа «ласточкин хвост» легче металлического аналога с хвостовиком типа «ёлочка» на 45%. Спроектированное РК с керамическими лопатками легче, чем исходное с металлическими лопатками на 20%. Результаты расчётов (для диска - эквивалентные напряжения по Мизесу, а для

лопатки – первые главные напряжения) приведены на рис. 3.

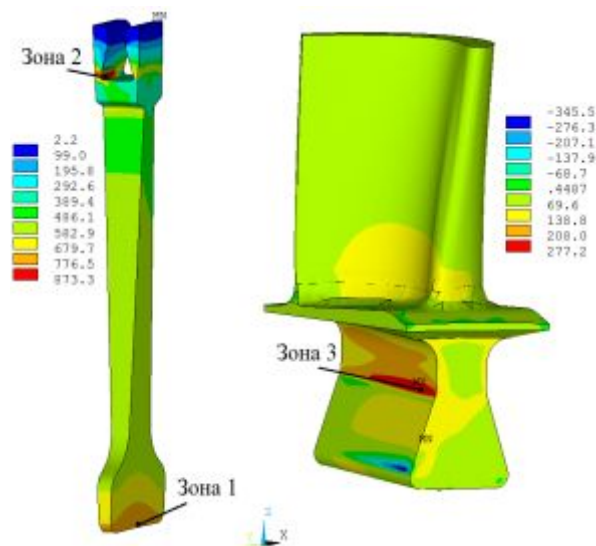


Рис. 3. Напряжения в оптимальной модели, МПа

Наиболее опасными зонами в диске с точки зрения статической прочности являлись ступица (зона 1) и радиус перехода контактных граней выступа диска в дно паза со стороны входа (зона 2). В лопатке наиболее опасной зоной являлась область перехода от контактной грани к ножке лопатки (зона 3) со стороны входа. Местные запасы прочности в зонах 1, 2, 3 составили 1,70, 1,49, 1,17 соответственно. Для металлического диска запасы удовлетворяли нормам прочности деталей авиационных газотурбинных двигателей, а для керамической лопатки необходимо проведение экспериментальных исследований с целью получения данных, требующихся для создания соответствующих норм прочности.

Расчёт и анализ теплонапряжённого состояния РК. Для определения теплового поля неохлаждаемого РК принимались тепловые граничные условия третьего рода, полученные из предварительных расчётов (рис. 4).

Полученное тепловое поле при данных граничных условиях приведено на рис 5.

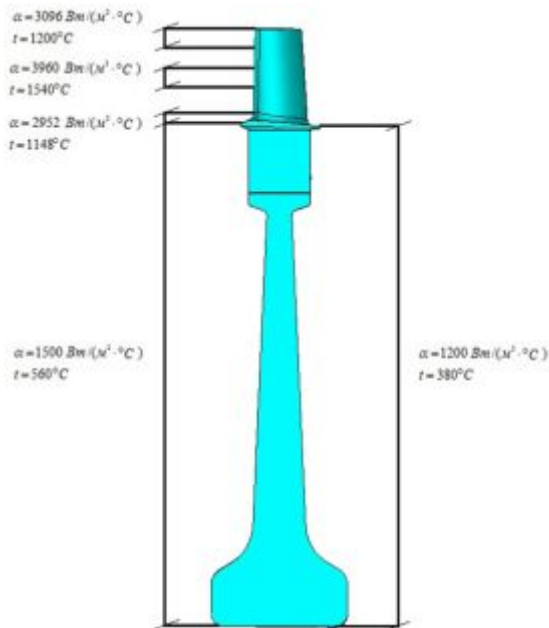


Рис. 4. Тепловые граничные условия для неохлаждаемого РК

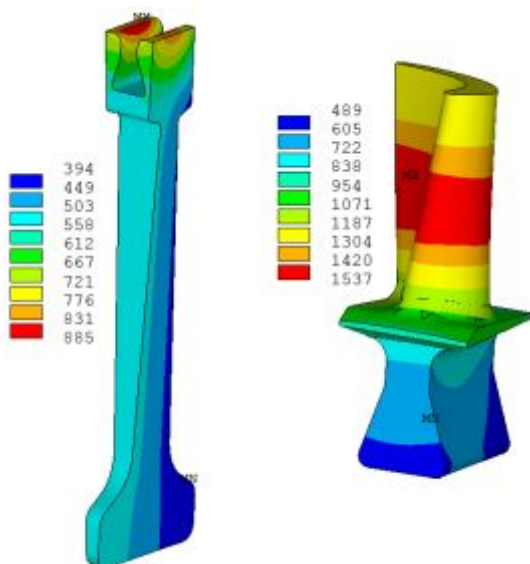


Рис. 5. Тепловое поле в неохлаждаемом РК

При полученном тепловом поле верх обода металлического диска работал при предельно допустимых рабочих температурах материала. Обеспечение прочности подобной конструкции при нагреве представляет собой сложную задачу. На первых этапах необходимо отрабатывать конструкции с использованием упрощённых систем охлаждения.

Результаты расчётов (для диска – эквивалентные напряжения по Мизесу, а для лопатки – первые главные напряжения) при полученном тепловом поле приведены на рис. 6.

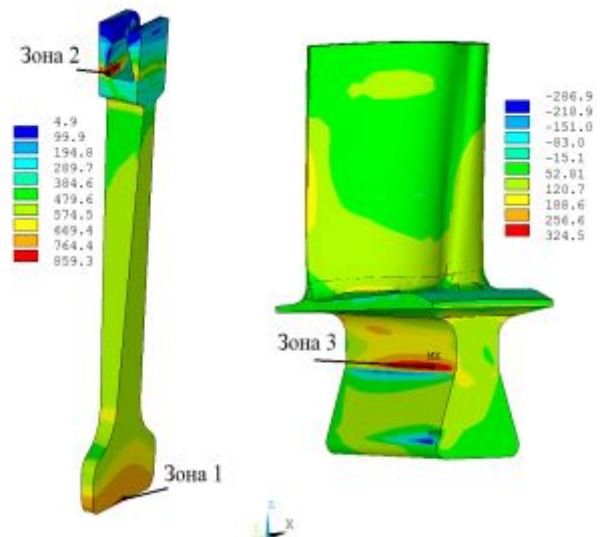


Рис. 6. Напряжения в оптимальной модели с учётом нагрева, МПа

Наиболее опасными зонами в диске с точки зрения статической прочности являлись ступица (зона 1) и радиус перехода контактных граней выступа диска в дно паза со стороны входа (зона 2). Для деталей горячей части двигателя (газогенератор) необходимо проводить оценку длительной прочности. Характеристики длительной прочности принимались из справочника материалов ФГУП ЦИАМ в виде зависимости предела прочности от параметра Ларсона-Миллера P_{LM} , определяемого из соотношения:

$$P_{LM} = T \cdot (\lg t + 20), \quad (1)$$

где T – температура детали, К; t – время, час.

Расчёт проводился для 2000 лётных часов на режиме с максимальным нагревом с двукратным запасом. Местные запасы длительной прочности в зонах 1 (температура 473°C), 2 (температура 578°C) составили 1,70, 1,26 соответственно. Для металлического диска запасы прочности удовлетворяли нормам прочности деталей авиационных газотурбинных двигателей.

В лопатке наиболее опасной являлась область перехода от контактной грани к ножке со стороны входа (зона 3). Для оценки прочностной надёжности керамических лопаток использовалось двухпараметрическое распределение Вейбулла предела прочности.

Соотношение для функции распределения предела прочности:

$$F(\sigma_B) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_B}{\beta}\right)^\alpha} \quad (2)$$

Соотношение для распределения плотности вероятности предела прочности:

$$f(\sigma_B) = \frac{\alpha}{\beta} \cdot \left(\frac{\sigma_B}{\beta}\right)^{\alpha-1} \cdot e^{-\left(\frac{\sigma_B}{\beta}\right)^\alpha} \quad (3)$$

Для данного керамического материала принималось: $\alpha = 9$ – модуль Вейбулла; $\beta = 344$ – масштабный фактор. Данные были предоставлены ОНПП «Технология».

При уровне максимальных растягивающих напряжений в оптимальной модели (277,2 МПа) и в оптимальной модели с учётом нагрева (324,5 МПа) вероятность разрушения составила 13,3% и 44,2% соответственно (рис. 7).

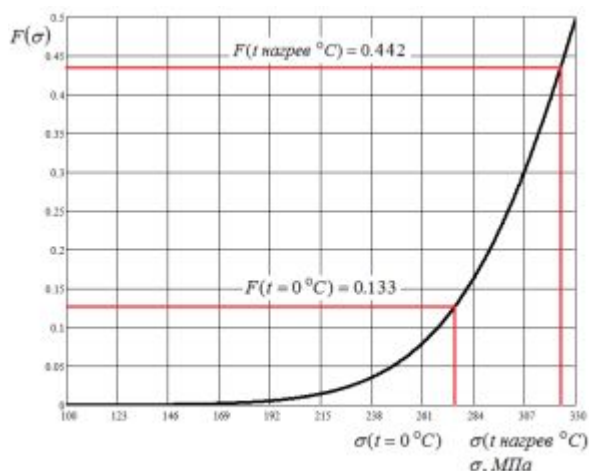


Рис. 7. Определение вероятности разрушения керамической лопатки

Данные значения вероятности разрушения недопустимы для АГТД. Был проведён анализ свойств данного керамического материала, который разрабатывался для создания деталей газотурбинных двигателей.

На рис. 8 показана зависимость вероятности разрушения от модуля Вейбулла при различных пределах прочности на растяжение в случае, когда максимальные

растягивающие напряжения в конструкции составляют 277,2 МПа.

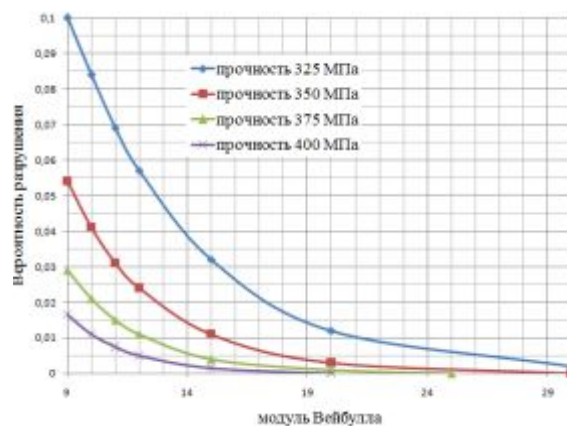


Рис. 8. Связь вероятности разрушения и модуля Вейбулла

На рис. 9 показана зависимость вероятности разрушения конструкции от действующих растягивающих напряжений при различных модулях Вейбулла в случае, когда предел прочности на растяжение составляет 325 МПа.

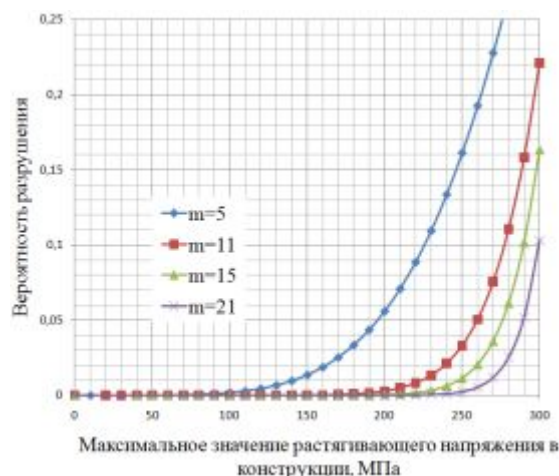


Рис. 9. Связь вероятности разрушения и действующих напряжений

Также проводилась оценка запасов по несущей способности зон 1, 2, 3. Проводилась серия расчётов со ступенчатым увеличением частоты вращения РК [6]. В качестве критериев оценки для зон 1, 2 использовался энергетический критерий, а для зоны 3 – критерий максимального первого главного напряжения. Запасы прочности по несущей способности для зон 1, 2 $>1,40$, что являлось достаточным

для дисков АГТД. Для зоны 3 запас составил 1,07. Необходимо проводить экспериментальные исследования, чтобы сделать вывод о достаточности запаса по несущей способности в керамической лопатке.

Расчёт циклической долговечности зон 1 и 2 проводился по формуле Мэнсона [7], приближённо учитывающей среднее напряжение в цикле нагружения:

$$\Delta \varepsilon = \left(\ln \frac{1}{1 - \psi} \right)^{0.6} \cdot N^{-0.6} + \frac{3.5}{E} \cdot (\sigma_B - \sigma_m) \cdot N^{-0.12}, \quad (4)$$

где σ_m – среднее напряжение в цикле (определялось по предварительно написанному коду); σ_B – предел прочности материала; $\Delta \varepsilon$ – размах полных деформаций за цикл нагружения (определялся по предварительно написанному коду); ψ – характеристика пластичности материала; N – прогнозируемая долговечность до появления трещины.

Расчётная циклическая долговечность для цикла 0-мах-0 с пятикратным запасом для зоны 1 составила 25827 циклов, а для зоны 2 – 6220 циклов (рис. 10).

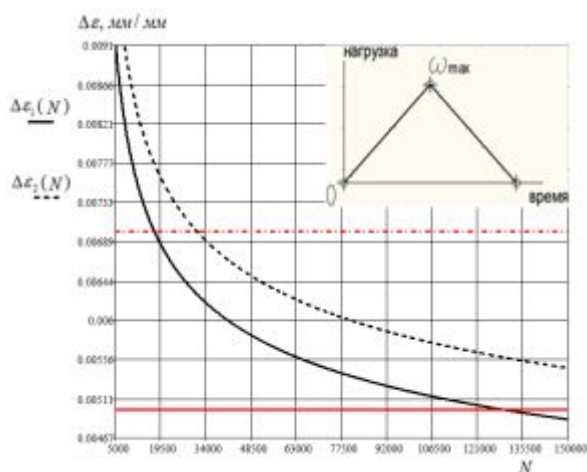


Рис. 10. Определение циклической долговечности зоны 1 (сплошная линия) и зоны 2 (пунктир)

Расчёт долговечности керамической лопатки не проводился.

Модальный анализ. Был проведён анализ собственных частот и форм колебаний РК. В данной конструкции с 71 лопаткой

возможное число узловых диаметров составляло 35. Повышенные напряжения при резонансе возбуждаются только теми гармониками, у которых величина амплитуд достаточна для этого, а закон распределения не ортогонален к данной собственной форме колебаний [8]. Наибольшие амплитуды при окружной неравномерности, создаваемые несимметричностью проточной части, имеют низкие гармоники $k=1, 2, 3$. Для окружной неравномерности, создаваемой равношаговыми элементами в проточной части, наибольшие амплитуды имеют гармоники с номерами, равными числу этих элементов. В данной работе учитывалось число сопловых лопаток до РК (33) и после РК (36).

Наиболее опасные случаи приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Наиболее опасные случаи

№	1	2
характер	4 - узловой диаметр, 6 гармоника возбуждает 1 форму	35 - узловой диаметр, 36 гармоника возбуждает 1 форму
Значение собственной частоты, Гц	1343,5	7973
Значение частоты возмущающей силы, Гц	1364	8186

Формы колебаний и вид распределения относительных вибронпряжений для наиболее опасных случаев 2, 3 приведены на рис. 11, 12 соответственно.

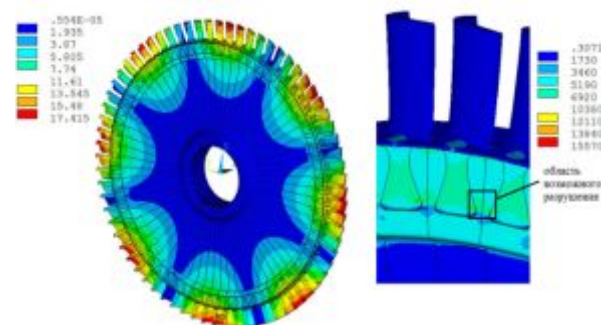


Рис 11. Относительные суммарные перемещения и вибронпряжения : 4 -узловой диаметр, 6 гармоника возбуждает 1 форму

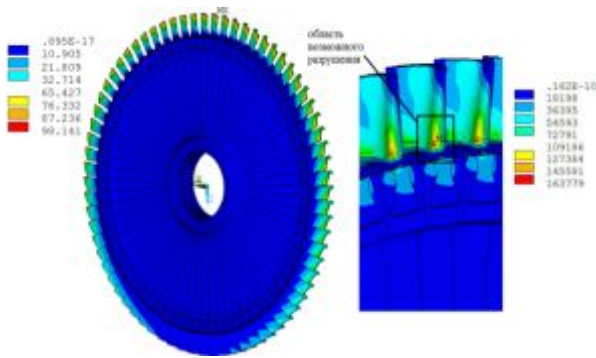


Рис 12. Относительные суммарные перемещения и вибронпряжения: 35 -узловой диаметр, 36 гармоника возбуждает 1 форму

Для получения истинных значений перемещений и напряжений необходимы дополнительные экспериментальные исследования.

Условие резонанса изображается графически при помощи диаграммы Кэмпбелла. В качестве примера на рис. 13. приведена диаграмма Кэмпбелла для 35 узлового диаметра РК.

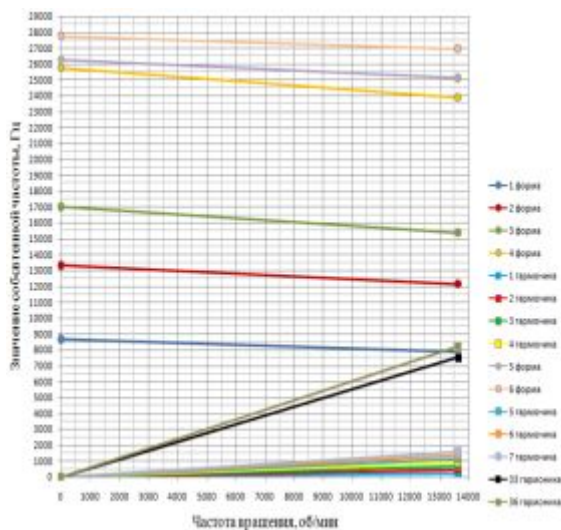


Рис 13. Диаграмма Кэмпбелла для 35 узлового диаметра

Для оценки влияния диска и лопаток на собственные частоты при максимальной частоте вращения была построена дисперсионная диаграмма (рис. 14). Из дисперсионной диаграммы видно, что диск оказывает существенное влияние на первую форму колебаний до 15 узлового диаметра, на вторую и третью формы – до 20 узлового диаметра, на четвертую – до 22, на пятую – до 23 и на шестую – до 25.

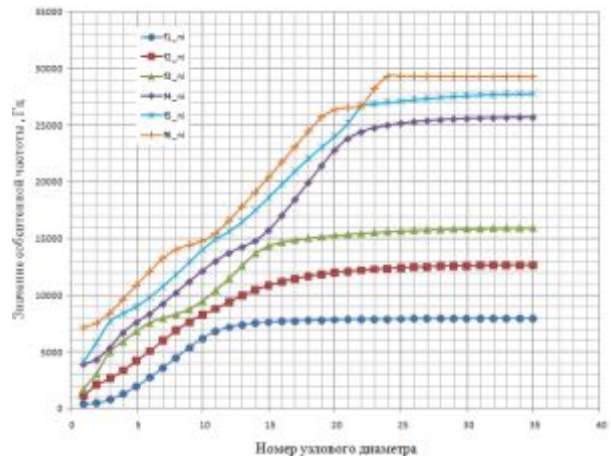


Рис 14. Дисперсионная диаграмма

Следовательно, в первом случае возможно изменение собственной частоты за счёт изменения геометрии диска. Во втором случае возможно использовать демпфирующие элементы, которые позволят отстроиться от 36 гармоника.

Область контакта. Распределение контактных напряжений в оптимальной модели с учетом нагрева показано на рис 15. Изучение распределения контактных напряжений – специальная тема исследований. Хрупкость керамического материала и наличие микронеровностей на поверхности контакта, приводящих к возникновению концентрации напряжений, могут существенно повысить вероятность разрушения хвостовика лопатки.

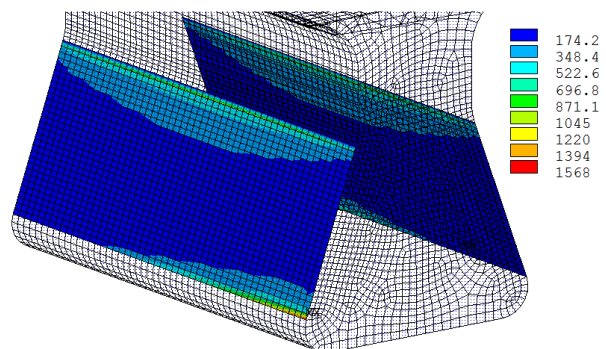


Рис 15. Контактные напряжения, МПа

Одним из решений, уменьшающих влияние краевых эффектов, является применение тонкой пластинки из пластичного материала в зоне контакта хвостовика лопатки и диска. Эффективность подобного

решения была экспериментально подтверждена ведущими двигателестроительными фирмами, в том числе во ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова".

Выводы. Из результатов расчёта видно, что в настоящее время механические свойства исследуемого керамического материала недостаточны для создания рабочих лопаток АГТД. Необходимо либо повышать модуль Вейбулла, либо использовать данный материал в конструкциях с

уровнем растягивающих напряжений не более 200 МПа. Также работоспособность спроектированного РК ограничивалась расчётной циклической долговечностью металлического диска 6220 циклов. На первом этапе подобную конструкцию целесообразно отрабатывать в относительно низконагруженных малоресурсных двигателях. Область возможного применения: беспилотные летательные аппараты, стационарные газотурбинные установки.

Библиографический список

1. Резник С.В., Сапронов Д.В. Исследование статической прочности замкового соединения керамической лопатки и металлического диска газовой турбины // Известия вузов. Машиностроение. 2014. № 4. С. 3-10.
2. Резник С.В., Сапронов Д.В. Проектирование замкового соединения керамической лопатки и металлического диска газовой турбины // Известия вузов. Машиностроение. 2014. № 9. С.29-38.
3. Nozhnitsky Y.A., Fedina Y.A., Rekin A.D. and Petrov N.I. Development and Investigation of Ceramic Parts for Gas Turbine Engines // Proceedings of ASME Turbo Expo. 1997. 97-GT-157.
4. Ferber M., Richerson D., Roode M. Ceramic Gas Turbine Component Development and Characterization. New York: ASME PRESS, 2003. 425 p.
5. Басов К.А. Ansys в примерах и задачах. М.: Компьютерпресс, 2002. 224 с.
6. Серветник А.Н. Моделирование несущей способности диска турбины АГТД // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2012. № 10. С. 44-49.
7. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
8. Бауер В.О., Биргер И.А., Шорр Б.Ф. Динамика авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.

Информация об авторах

Резник Сергей Васильевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Ракетно-космические композитные конструкции», Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. Область научных интересов: математическое и физическое моделирование теплофизических процессов в конструкциях и технологических процессах.

Сапронов Дмитрий Владимирович, аспирант кафедры «Ракетно-космические композитные конструкции», Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. E-mail: sapronov.dmitry@gmail.com. Область научных интересов: прочностная надёжность турбомашин.

DESIGN OF THE GAS TURBINE ENGINE ROTOR WHEEL WITH CERAMIC BLADES

©2014 D.V. Sapronov, S.V. Reznik

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

The use of ceramic parts in the hot section of a gas turbine engine will make it possible to increase the engine efficiency due to the increased operating gas temperature at the combustion chamber outlet and reduced air consumption for blade cooling, as well as significantly reduce the weight of the parts due to the low density of ceramics. The main disadvantage of ceramic parts is the brittleness of the material. Mechanical properties of advanced ceramic materials are insufficient for making a whole wheel, however, they are sufficient for making blades. The main problem in making a structure of this kind is ensuring the strength of the interlock between a metal disk and ceramic blades. Previous works of the authors presented analysis of various types of interlocks between ceramic blades and a metal disk. This paper is devoted to the design of an aero engine gas turbine rotor wheel using a high-strength silicon nitride ceramic material. A software code in the APDL Ansys environment is created that makes three-dimensional design definition possible. A rotor wheel with ceramic blades is designed on the basis of a typical aircraft high-pressure gas turbine engine. A commercial heat-resistant nickel alloy is considered as the disk material, while silicon nitride is used for the production of blades. Evaluation of the stress-strain state and strength analysis are conducted, the properties of the ceramic material are analyzed. The results of the research show that it is necessary to make a special cooling system for a metal disk and that the properties of the ceramics presented are to be improved. It is reasonable to apply similar constructions on stationary gas turbine plants.

Gas turbine engine, turbine, ceramic blade, silicon nitride.

References

1. Reznik S.V., Sapronov D.V. Study of the static strength of a ceramic blade inserted in a gas turbine metal disk // Proceedings of higher educational institutions. Machine Building. 2014. No. 4. P. 3-10. (In Russ)
2. Reznik S.V., Sapronov D.V. Designing interlock joints between ceramic blades and a gas turbine metal disk // Proceedings of higher educational institutions. Machine Building. 2014. No. 9. P. 29-38. (In Russ)
3. Nozhnitsky Y.A., Fedina Y.A., Rekin A.D. and Petrov N.I. Development and Investigation of Ceramic Parts for Gas Turbine Engines // Proceedings of ASME Turbo Expo. 1997. 97-GT-157.
4. Ferber M., Richerson D., Roode M. Ceramic Gas Turbine Component Development and Characterization. New York: ASME PRESS, 2003. 425 p.
5. Basov K.A. Ansys v primerakh i zadachakh [Ansys in case studies and applications]. Moscow: Komp'yuterpress, 2002. 224 p.
6. Servetnik A.N. Load-carrying capability simulation of aviation gas turbine engine disk // Handbook. An Engineering journal. 2012. No. 10. P. 44-49. (In Russ)
7. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Raschet na prochnost' detaley mashin [Calculation of the strength of machine parts]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1993. 640 p.
8. Bauer V.O., Birger I.A. Dinamika aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley [Aviation gas turbine engine dynamic]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. 232 p.

About the authors

Reznik Sergey Vasilyevich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Rocket and Space Composite Structures Department, Bauman Moscow State Technical University. Area of Research: mathematical and physical modeling of thermophysical processes in structures and technological processes.

Sapronov Dmitry Vladimirovich, postgraduate student, Rocket and Space Composite Structures Department, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: sapronov.dmitry@gmail.com. Area of Research: reliability of turbomachinery.

УДК 62-762.001

ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОРНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ИЗ ПОРИСТОГО ПРОВОЛОЧНОГО МАТЕРИАЛА «МЕТАЛЛИЧЕСКАЯ РЕЗИНА»

© 2014 А.М. Жижкин, В.А. Зрелов, В.В. Зрелов, А.Ю. Ардаков, А.А. Осипов

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

В статье исследуется возможность применения упругих пористых элементов, изготовленных из материала «металлическая резина» (МР), в качестве уплотнений роторных систем. Технология изготовления таких элементов разработана для систем механического демпфирования колебаний, где они широко используются. Проведён сравнительный анализ расходных характеристик лабиринтных, сотовых, щёточных уплотнений и уплотнений из предлагаемых пористых элементов. Сравнение показало, что уплотнения с применением материала МР имеют расходные характеристики лучше, чем у лабиринтных и сотовых уплотнений, но несколько хуже, чем у щёточных конструкций. Поэтому применение пористого материала МР перспективно для изготовления деталей уплотнений, герметизирующих газовые или масляные полости роторов. Уплотнения из материала МР могут применяться в конструкции изделий аэрокосмической техники, где реализуются высокие скорости и вибрация и где имеются осевые перемещения вала. Для исследований уплотнений с применением элементов из материала МР спроектирована установка, имитирующая условия эксплуатации роторных уплотнений.

Материал «МР», уплотнение, технология, эксперимент, установка.

В настоящее время активно исследуются щёточные уплотнения (ЩУ), которые являются перспективной альтернативой лабиринтным и сотовым уплотнениям. Из анализа литературных источников известно, что при применении ЩУ можно уменьшить утечки в 7 – 10 раз по сравнению с лабиринтными уплотнениями [1 – 6]. Конструктивные особенности щёточных уплотнений позволяют их применять в конструкциях, имеющих значительные радиальные перемещения роторов, что обеспечивает существенное преимущество ЩУ перед другими типами уплотнений.

Щёточные уплотнения фактически являются контактными расходными уплотнениями с пористой волокнистой анизотропной структурой и обладают сложной технологией изготовления.

К недостаткам таких уплотнений следует отнести технологическую сложность и высокую стоимость. Кроме того, щёточные уплотнения не работают при реверсивном движении ротора.

В качестве альтернативы технологически сложным и дорогим щёточным уплотнениям предлагается применить в ка-

честве герметизирующего элемента упругий материал «металлическая резина» (МР) [7].

При создании таких уплотнений может быть использована отработанная технология проектирования и изготовления упругодемпфирующих конструкций из этого материала, описанная в работах [7, 8].

Схема такого уплотнения приведена на рис. 1.

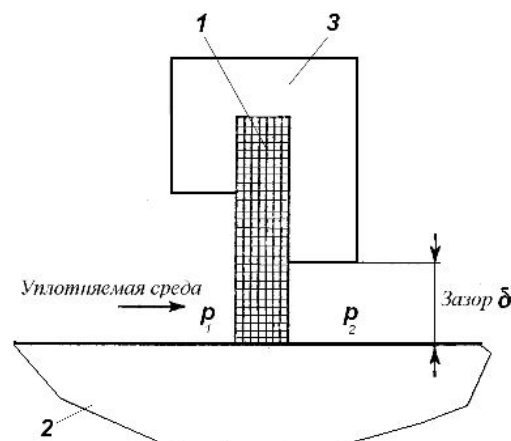


Рис. 1. Схема уплотнения с упругим элементом из материала МР:
1 — упругий пористый элемент из МР;
2 — вал; 3 — корпус; P_1 , P_2 — давление на входе и выходе из уплотнения

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

Уплотнение с применением пористого упругого элемента из материала МР может быть спроектировано для работы в опорах роторов турбомашин как в контактном, так и в бесконтактном режиме.

Примером применения пористого герметизирующего элемента в конструкции щелевого уплотнения компрессора ГТД является уплотнение, схема которого показана на рис. 2 [9].

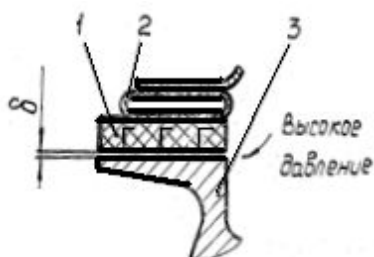


Рис. 2. Пористое уплотнение:
1 – пористая вставка;
2 – упругий элемент; 3 – ротор

Гидравлическое сопротивление в радиальном зазоре δ между пористой вставкой 1 и цилиндрической поверхностью ротора 3 обеспечивается за счёт дросселирования газа в детали 1. Упругий элемент 2 служит для компенсаций радиальных перемещений ротора.

Эффективность уплотнений оценивается величиной утечки уплотняемой среды через них. Чем меньше утечки при прочих равных условиях, тем эффективней уплотнение. Абсолютный расход через уплотнение может быть оценён как в массовых ($кг/с$), так и в объёмных единицах ($м^3/с$).

При создании новых конструкций уплотнений целесообразно провести сравнительный анализ возможностей обеспечения расходных характеристик разрабатываемых и существующих уплотнений. Поскольку наибольшее распространение в настоящее время имеют ла-

биринтные и сотовые уплотнения, проведём сравнение с такими конструкциями.

Сотовая конструкция уплотнений имеет высокую жёсткость, что позволяет выполнять стенки толщиной до 0,05 мм. В результате этого возможна практически беззоровая сборка уплотнения, так как поверхность контакта между стенками сот и ротором значительно меньше, чем в обычном лабиринтном уплотнении. По герметичности лабиринтные уплотнения уступают сотовым.

Проанализируем выражения для вычисления расходных характеристик уплотнений. Принимаем режим течения турбулентным и докритическим.

Утечки через лабиринтные уплотнения можно оценить по формуле Стодолы:

$$M = k \cdot S \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z R_1 T_1}} = S \frac{k}{\sqrt{z}} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{R_1 T_1}},$$

где M – массовый секундный расход через уплотнение;

S – площадь сечения щели под гребнем лабиринта;

k / \sqrt{z} – коэффициент, учитывающий влияние конструктивного фактора и числа гребней z ;

p_1 и p_2 – давление на входе и выходе уплотнения;

R_1 – значение газовой постоянной;

T_1 – температура на входе в уплотнение

Для щёточного уплотнения и упругопористого элемента утечки можно оценить, используя зависимость А.И. Белоусова и Е.А. Изжеурова, приведенную, например, в работах [10, 11] виде

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{1,42(1 - \Pi)}{2\Pi^3 d_n \rho} V_m^2,$$

где V_m – массовая скорость ($V_m = V \cdot \rho$).

Преобразовав предыдущую зависимость относительно V_m и учитывая, что массовый расход равен

$$M = V_m F_n,$$

получим зависимость для вычисления утечек через щёточную конструкцию и

пористый элемент уплотнения из материала МР:

$$M = F_n \cdot \sqrt{\frac{\Pi^3 d_{np}}{1,42(1-\Pi)\delta_y}} \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{R_1 T_1}}$$

или в виде

$$M = F_n \cdot k_{\text{ЩМР}} \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{R_1 T_1}},$$

где F_n – площадь выходного сечения щётки и упруго пористого элемента;

$$k_{\text{ЩМР}} = \sqrt{\frac{\Pi^3 d_{np}}{1,42(1-\Pi)\delta_y}} - \text{коэффициент,}$$

учитывающий влияние конструктивных факторов щёточного и упруго пористого уплотнений;

Π – пористость щёточного и упруго пористого элементов;

δ_y – толщина пористого элемента в направлении течения уплотняемой среды;

d_{np} – диаметр проволоки, из которой изготовлен пористый элемент.

Сравнение эффективности уплотнений по конструктивному фактору проведём при одинаковых параметрах газа и одинаковых площадях выходного сечения F_n и S .

Для наиболее эффективных лабиринтных и сотовых уплотнений $k/\sqrt{z} = 0,7/1,73 = 0,4$ (при минимальном количестве гребней $z=3$).

Для уплотнения с применением материала МР при $\Pi = 0,7$, $d_{np} = 1,5\text{мм}$, а $\delta_y = 4\text{мм}$ имеем

$$\begin{aligned} k_{\text{ЩМР}} &= \sqrt{\frac{\Pi^3 d_{np}}{1,42(1-\Pi)\delta_y}} = \\ &= \sqrt{\frac{0,7^3 \cdot 0,15}{1,42 \cdot 0,3 \cdot 4}} = \sqrt{0,03019} = 0,174. \end{aligned}$$

Для щёточного уплотнения при $\Pi = 0,7$, $d_{np} = 1,5\text{мм}$ имеем

$$\begin{aligned} k_{\text{ЩМР}} &= \sqrt{\frac{\Pi^3 d_{np}}{1,42(1-\Pi)\delta_y}} = \\ &= \sqrt{\frac{0,5^3 \cdot 0,15}{1,42 \cdot 0,5 \cdot 4}} = \sqrt{0,0066} = 0,081. \end{aligned}$$

Уплотнения с применением МР, изготовленные по технологиям [7], по эффективности находятся между сотовыми и щёточными конструкциями. Это можно объяснить наибольшей реальной плотностью щёточного уплотнения за счёт упорядоченной укладки волокон в его конструкции [10].

Существуют технологические и конструктивные возможности повышения гидравлической эффективности уплотнений с применением материала МР. Это, в первую очередь, реализация упорядоченной укладки проволочной спирали, а также введение элементов, повышающих её гидравлическое сопротивление и при этом мало влияющих на упругодемпфирующие характеристики уплотнения [11].

Статическая расходная характеристика уплотнения вычисляется при отсутствии вращения вала и определяется его конструкцией, а динамическая расходная характеристика определяется системой «уплотнение – ротор – корпус» и частотой вращения ротора.

Для проведения исследований спроектирована установка для имитации условий работы уплотнений. Система измерений стенда построена на использовании стандартных измерительных средств с метрологическим обеспечением. Установка позволяет определять статические и динамические расходные характеристики уплотнений, а также проводить ресурсные и другие виды испытания.

Принципиальная схема стенда приведена на рис. 3.

Исследуемое уплотнение закрепляется в установке 1, вал которой приводится во вращение с помощью асинхронного электродвигателя 2, обеспечивающего рабочие обороты установки. Его включение производится кнопкой пуска 5 с помощью пускателя 4.

Передача вращения от вала двигателя 2 на вал установки 1 осуществляется через шкив или с помощью шлицевой втулки.

Установка 1 закреплена на основании 10 с помощью двух кронштейнов.

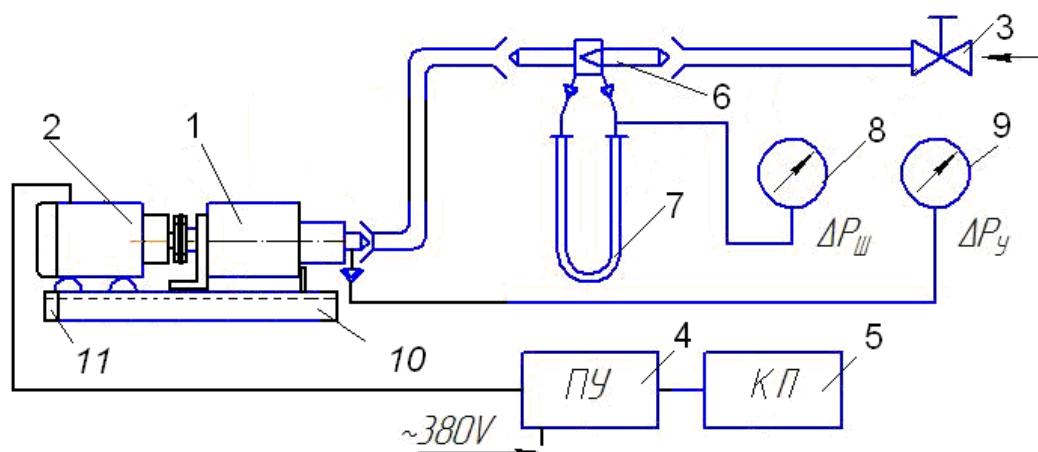


Рис. 3. Схема стэнда для исследования уплотнений:
 1 – установка; 2 – электродвигатель; 3 – вентиль; 4 – пускатель; 5 – пусковая кнопка;
 6 – расходная шайба; 7 – пьезометр; 8, 9 – манометры; 10, 11 – основания

Изменение оборотов осуществляется путём изменения соотношения диаметров передаточных шкивов от двигателя 2.

Электродвигатель 2 закреплён на основании 11 четырьмя болтами. Оба основания 10 и 11 жёстко крепятся болтами между собой и образуют жёсткую раму.

Для обеспечения более высоких оборотов предполагается использовать высокооборотный электродвигатель (до 25000 об/мин) или микротурбину, которые устанавливаются на основание 10 и передают вращение на установку 1 с помощью рессоры. При этом можно регулировать обороты и обеспечивать окружную скорость до 115 м/с.

Через вентиль 3 в рабочую полость установки 1 подаётся воздух от пневмосистемы. Воздух в установку подаётся через расходную шайбу 6, перепад давления на которой измеряется с помощью пьезометра 7, а давление на входе в него – манометром 8. Давление на входе в установку 1 измеряется манометром 9.

Схема установки 1 для имитации условий работы уплотнения приведена на рис. 4. Установка выполнена на базе серийного авиационного агрегата ДЦН-64А, в котором выполнены следующие доработки.

Крыльчатка насоса заменена имитатором вала 7. Во внутреннюю полость насоса вставлен корпус 1, который закрывается крышкой 2 и крепится восемью винтами 9. Вал 7 вращается на двух подшип-

никах агрегата 10 и закрепляется гайкой 11.

Исследуемое уплотнение устанавливается в корпусе 1 и поджимается по боковым поверхностям крышкой 2 и кольцами 3, 4, 5.

Посадка уплотнения или упругого пористого элемента в корпусе 1 выполнена по наружной поверхности.

Для устранения проворота уплотнение поджато крышкой 2 с помощью восьми винтов 9.

Через входной штуцер, установленный на входе и полость А, осуществляется подача воздуха под давлением в уплотнение.

Полость А образована корпусом 1, крышкой 2, уплотнением 12 и валом 7. Крепление крышки 2 осуществляется винтами 9 (8 шт.).

Проток воздуха через полость А осуществляется только через исследуемое уплотнение 12 в полость Б, которая соединяется с атмосферой.

Подача воздуха и замер давления в полости А производится через входной штуцер.

Фиксация камеры 1 от проворота осуществляется с помощью двух стопоров 6, закреплённых гайками 14 и болтами 15.

Съёмная крышка 13 закрепляется на корпусе 10 гайками 17. Остальные составные элементы стэнда являются стандартными или покупными изделиями.

Измерения частоты вращения вала 7 установки 1 производится с помощью стробоскопа.

Замер давления в полостях производится манометрами класса точности 0,5.

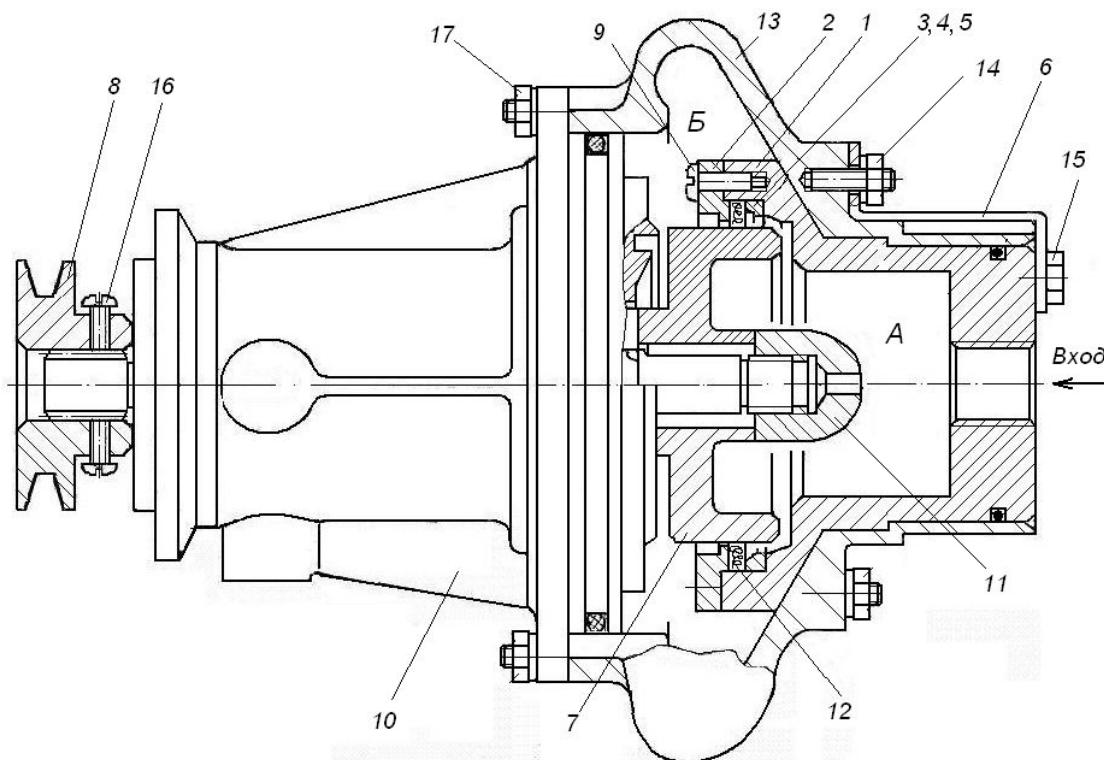


Рис. 4. Схема установки для имитации работы:

1 – корпус; 2 – крышка; 3,4,5 – кольцо; 6 – стопор (3 шт.); 7 – вал; 8 – шкив; 9 – винт (8 шт.); 10 – агрегат ДЦН-64А; 11 – гайка; 12 – кольцо из МР; 13 – крышка; 14 – гайка (3 шт.); 15 – винт (3 шт.); 16 – винт (2 шт.); 17 – гайка (12 шт.)

Расход воздуха осуществляется с помощью расходной шайбы диаметром 50 мм, выполненной по рекомендации [12].

Для проведения испытаний был использован элемент из материала МР в виде кольца (рис. 5). Структура внутренней поверхности кольца обращена к вращающемуся во время испытаний валу.

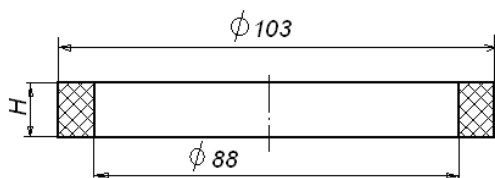


Рис. 5. Элемент из материала МР

Исходная пористость испытываемого образца П= 80%, 70% и 60%. Пористые элементы при установке поджимаются крышкой 2.

Выводы

1. Результаты анализа показали, что применение пористого материала МР перспективно для изготовления деталей уплотнений, герметизирующих газовые или масляные полости роторов.

2. Расходные характеристики уплотнений зависят от величины коэффициента расхода, определяемого формой структурными и геометрическими параметрами уплотнения.

3. Уплотнения с применением материала МР по разработанным технологиям [7] имеют расходные характеристики лучше, чем у лабиринтных и сотовых уплотнений, но хуже, чем у щёточных конструкций. Этот факт объясняется наибольшей реальной плотностью щёточного уплотнения за счёт упорядоченной укладки волокон в его конструкции.

4. Существуют технологические и конструктивные возможности повышения гидравлической эффективности уплотнений с применением материала МР. Это, в первую очередь, упорядоченная укладка проволоочной спирали, а также введение элементов, повышающих их гидравлическое сопротивление и при этом мало влияющих на упругодемпфирующие характеристики уплотнения.

5. Для проведения исследований спроектирована установка для имитации условий работы уплотнений. Система измерений стенда построена на использовании стандартных измерительных средств с метрологическим обеспечением. Установка позволяет определять статические, динамические и расходные характеристики уплотнений, а также проводить ресурсные и другие виды испытания.

Библиографический список

1. Brush seals // MTU Aero Engines. http://www.mtu.de/en/technologies/manufacturing_processes/brush_seals/technology/configurations/index.html.

2. Brush seal upgrades for GE gas turbines. <http://www.powmat.com/brush.html>.

3. Зрелов В.В., Крашеников К.П. Технология щёточных уплотнений // Совершенствование технологии изготовления деталей в авиастроении. 1996. С. 65–74.

4. Антонов А.Н., Аксёнов Н.К., Струков А.А. Разработка щёточных уплотнений для малоразмерных ГТД и ВСУ. В кн. Надёжный вклад в создание авиационных двигателей. Кн. 1. ЦИАМ. М.: Машиностроение. 2000. 725 с.

5. Горелов Г.М., Резник В.Е., Цибизов В.И. Экспериментальное исследование характеристик щёточных уплотнений // Авиационная техника. 1988. № 4. С. 43–46.

6. Филимонова Л.Л. Модель работы щёточного уплотнения ГТД // Вестник двигателестроения. 2011. № 1. С. 50 – 57.

7. Бузицкий В.Н., Сойфер А.М. Цельнометаллические упруго-демпфирующие элементы, их изготовление и применение. // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппара-

тов. Науч. тр. Вып. 19. Куйбышев: Куйбышев. авиац. ин-т, 1965. С. 259–266.

8. Тройников А.А., Пичугин А.Д. Вопросы технологии изготовления упругодемпфирующих элементов из материала МР // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. Вып. 8. Куйбышев: Куйбышев. авиац. ин-т, 1981. С. 101–112.

9. Stein P. S. Circumferential seals for use as oil seals // ASLE Preprint N0 78-AM-3D-2. 1978. V. 1. P. XI.

10. Белоусов А.И., Изжеуров Е.А., Сетин А.Д. Гидравлические и фильтровальные характеристики материала МР // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев, 1975. Вып. 73. С. 70–79.

11. Изжеуров Е.А. Основы расчёта и проектирование изделий из материала МР для гидрогазосистем энергетических установок. М.: Машиностроение, 2001. 286 с.

12. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.

Информация об авторах

Жижкин Александр Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Об-

ласть научных интересов: виброизоляторы и уплотнения на основе материала МР.

Зрелов Владимир Андреевич, доктор технических наук, профессор кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (на-

циональный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: конструирование аэрокосмических двигателей; история развития авиационного двигателестроения.

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

Ардаков Алексей Юрьевич, аспирант кафедры конструкции и проектиро-

вания двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kipdla@ssau.ru. Область научных интересов: уплотнения роторов ГТД.

Осипов Андрей Александрович, аспирант кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kipdla@ssau.ru. Область научных интересов: уплотнения роторов ГТД.

RESEARCH OF SHAFT SEALS MADE OF POROUS WIRE "METAL RUBBER" MATERIAL

© 2014 A.M. Zhizhkin, V.A. Zrelov, V.V. Zrelov, A.Yu. Ardakov, A.A. Osipov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The possibility of using elastic porous elements made of "metallic rubber" (MR) as rotor seals is discussed in the paper. The technology of manufacturing of such elements is developed for the mechanical damping of vibration in mechanical systems where they are widely used. Comparative analysis of rating curves of labyrinth, honeycomb, brush seals and seals made of MR material has shown that seals made of MR material have better rating curves than labyrinth and honeycomb seals, but slightly worse ones than those of the brush design. Therefore, the use of porous MR material shows promise for making parts of the seals for gas or oil cavities of rotors. Seals made of MR material are designed for optimum performance in the most demanding aerospace sealing applications where high speed and vibration are the norm, and where axial shaft movement takes place. An installation imitating conditions of using rotor seals is designed for the purpose of analyzing seals made with the use of MR material.

"Metallic rubber", sealing, labyrinth, technology.

References

1. Brush seals // MTU Aero Engines. http://www.mtu.de/en/technologies/manufacturing_processes/brush_seals/technology/configurations/index.html.
2. Brush seal upgrades for GE gas turbines. <http://www.powmat.com/brush.html>.
3. Zrelov V.V., Krashennikov K.P. Technology of brush seals // Improving the technology of manufacturing aircraft parts. 1996. P. 65-74. (In Russ.)
4. Antonov A.N., Aksenov N.K., Strukov A.A. Razrabotka shchetochnykh uplotneniy dlya malorazmernykh GTD i VSU. V kn. Nadezhnyy vklad v sozдание aviatsionnykh dvigateley. Kn. 1. TsIAM [Development of small brush seals for gas turbine engines and APU. In the book Reliable contribution to the creation of aircraft engines. Book 1. CIAM]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2000. 725 p.
5. Gorelov G.M., Resnick V.E., Tsibizov V.I. Experimental study of brush seal characteristics // Aeronautical engineering. 1988. No. 4. P. 43-46. (In Russ.)

6. Filimonov L.L. Model of operation of a GTE brush seal // Vestnik dvigatelestroeniya. 2011. No. 1. P. 50-57. (In Russ.)

7. Buzitsky V.N., Soifer A.M. All-metal elastic-damping elements, their manufacture and use. Collection of research papers work. Vibration strength and reliability of engines and aircraft systems. V. 19. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute, 1965. P. 259-266. (In Russ.)

8. Troynikov A.A., Pichugin A.D. Issues of manufacturing technology of elastic-damping elements made of MR material // Vibration strength and reliability of engines and aircraft systems. V. 8. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute, 1981. P. 101-112. (In Russ.)

9. Stein PS Circumferential seals for use as oil seals // ASLE Preprint N0 78-AM-ZD-2. 1978. V. 1. P. XI.

10. Belousov A.I., Izzheurov E.A., Setin A.D. Hydraulic and filter characteristics of MR material // Vibration strength and reliability of engines and aircraft systems. Issue 73. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute, 1975. P. 70-79. (In Russ.)

11. Izzheurov E.A. Osnovy rascheta i proektirovanie izdeliy iz materiala MR dlya gidrogazosistem energeticheskikh ustanovok [Basics of calculation and design of MR products for hydraulic gas systems of power plants]. Mashinostroyeniye Publ., 2001. 286 p.

12. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: Spravochnik [Seals and sealing equipment: Reference guide / Edited by A.I. Golubeva, L.A. Kondakova]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1986. 464 p.

About the authors

Zhizhkin Alexander Mikhailovich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Aircraft Engines Design and Construction Department, Samara State Aerospace University. E-mail: fdla@ssau.ru. Area of Research: sealing made of MR material.

Zrelov Vladimir Andreevich, Doctor of Science (Engineering), Professor of Aerospace Engines Department, Samara State Aerospace University. Area of Research: Design of aerospace engines; history of aviation engines.

Zrelov Vadim Vladimirovich, postgraduate student, Samara State Aerospace University. E-mail: fdla@ssau.ru. Area of Research: GTE sealing.

Ardakov Alexey Yurievich, postgraduate student, Samara State Aerospace University. E-mail: kipdla@ssau.ru. Area of Research: Gas turbine engine seals.

Osipov Andrey Alexandrovich, postgraduate student, Samara State Aerospace University. E-mail: kipdla@ssau.ru. Area of Research: Gas turbine engine seals.

LATEST INVESTIGATIONS ON UNDERPLATFORM DAMPER INNER MECHANICS

© 2014 M. M. Gola, C. Gastaldi

Politecnico di Torino (Technical University of Torino) Italy

Underplatform dampers (UPDs) are widely used as a source of friction damping and are frequently incorporated into compressors and turbines for both aircraft and power-plant applications to mitigate the effects of resonant vibrations on fatigue failure. Due to the nonlinear nature of dry friction, in general dynamic analysis of structures constrained through frictional contacts is difficult, direct time integration with commercial finite element codes may not be a suitable choice given the large computation times. For this reason, ad hoc numerical codes have been developed in the frequency domain. Some authors prefer a separate routine in order to compute contact forces as a function of input displacements, others include the damper in the FE model of the bladed array. All numerical models, however, require knowledge or information of contact -friction parameters, which are established either through direct frictional measurements, done with the help of single contact test arrangements, or by fine tuning the parameters in the numerical model and comparing the experimental response of damped blade against its computed response. The standard approach is to fine-tune and experimentally validate the UPDs models by comparing measured and calculated vibration response of blade pairs. To our knowledge, nobody has ever attempted to directly measure the forces transmitted between the platforms through the damper and the relative damper-platform movement.

In the light of recent results from direct measurements on dampers it is evident that a dedicated routine for the damper mechanics is an effective tool to capture those finer details which are essential to an appropriate description of damper behaviour. This was made possible by the successful effort of the present authors to accurately measure the forces transmitted between the platforms through the damper, to connect them with the relative platforms movement and to use the findings for the validation of the numerical model. The cross-comparison between numerical and experimental results allows to gain a clear understanding of all contact events (stick, slip, lift) which take place during the cycle, and on how they influence the damping performance.

Friction damping, underplatform dampers, turbomachines, hysteresis, measurements, numerical model Introduction.

The starting point in the forced response calculation of a mechanical system with friction contacts is the development of the finite element (FE) model of the system (i.e. blade pairs). In order to reduce the calculation time typical of numerical integration of non-linear systems, the harmonic balance method (HBM) can be used to compute the steady-state response of the system [1-3]. In detail, due to the periodicity of the external excitation, also the displacements and the non-linear forces are periodical at steady-state, hence the displacement and friction forces can be approximated by the first terms of their Fourier series.

When dealing with underplatform friction dampers, due to the dual nature of the contact, two different approaches can be found in technical literature. Some authors [4-9], among which Yang and Menq, have developed a separate routine in order to compute contact forces as a function of input

displacements. This approach requires the determination of the damper complex contact kinematics and some assumptions such as the approximation of the damper as a rigid body. Others [10-13] have decided to include the damper in the FE model of the bladed array, in order to avoid any assumption about either the damper kinematics or the influence of UPD bulk stiffness on the damper dynamics. Including the damper in the FE element model of the system, however, increases the computational time and does not solve the problem related to the estimation of the contact areas.

In the authors' opinion, the first approach is preferable, since it is more effective in capturing those finer details which are essential to an appropriate description of damper behaviour. Moreover being able to investigate the damper behaviour offline (without involving the FE model of the whole system) considerably shortens any damper optimization process.

The dedicated routine developed by the AERMEC group combines numerical simulation with a trustworthy experimental approach for these reasons:

- experimental observations can be used as a benchmark to draw the appropriate values of contact parameters (local friction coefficients and contact stiffness) to be used as input to a numerical model which represents the dynamics of the damper between the two platforms (i.e. the dedicated routine).

- validated routine becomes a design tool.

Experimental observations involve:

- a test rig capable of measuring the damper relevant quantities;
- error estimation on the measured and derived quantities to produce trustworthy results;
- results interpretation and estimation of friction contact parameters.

The numerical model requires:

- modeling the damper : the non-conforming contact on the curved damper side is modelled with one contact point, the conforming contact on the flat damper side is modelled with two contact points, whose position is determined according to the wear traces on the damper used in the test rig;
- modeling the test rig, in order to compare the simulated results with the experimental ones;
- identifying a suitable integration scheme and an iteration criteria;
- identifying a suitable contact model to represent the non-linear contact interface behaviour.

Once the validation of the numerical model has been achieved, the simulation of the platforms' behaviour can be removed from the routine. The routine will therefore be able to, given the relative motion of two points (nodes) on the platforms' surface, substitute the non-linear friction forces with their HBM equivalent. In other words the presence of the damper will be substituted

with a set of estimated real and imaginary stiffness (as shown in Fig. 1), whose values depend on the platforms' relative motion.

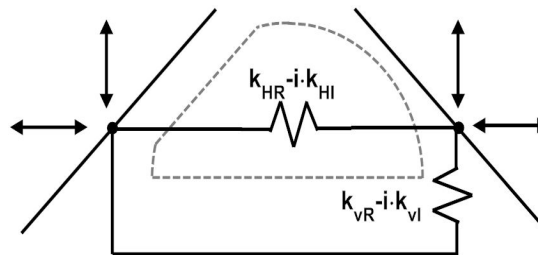


Fig. 1. Damper substitution with a set of complex springs

The results here presented were obtained from a particular type of cylindrical-flat damper, shown in Fig. 1, which is used in practice, slightly adapted to laboratory conditions.

I. TEST RIG DESCRIPTION

The test rig, developed over the years by the AERMEC laboratory, focuses its attention on the UPD kinematics and damping capability to the purpose of measuring the relationship between the blade platforms relative displacements and the transmitted contact forces.

In order to achieve this goal the test rig is composed of three main parts:

- a moving part representing the left blade platform, which serves as input motion to the system;
- a fixed part representing the right blade platform, connected, by means of a tripod, to two force sensors which measure the contact forces transmitted between the platforms, through the damper;
- the interposed underplatform damper, held in contact with the platforms by means of a set of wires and pulleys, to reproduce the effect of the centrifugal force.

In-plane periodic displacements are imposed to the left platform by means of two perpendicular piezoelectric actuators; this configuration virtually allows the reproduction of any in-plane trajectory, however in this paper only In-Phase (I-P) and

Out-of-Phase (O-o-P) motions (see Fig. 2) shall be investigated.

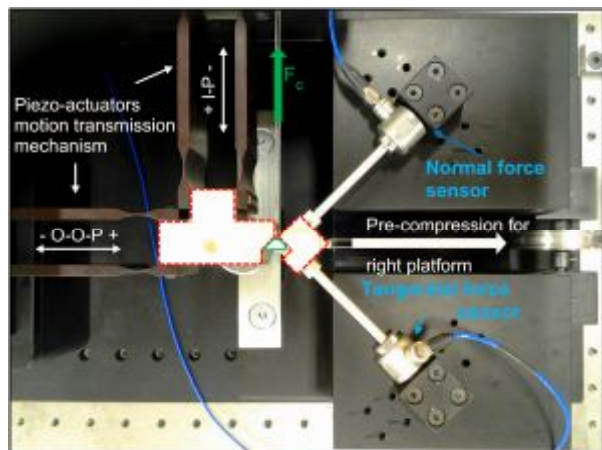


Fig. 2. Overview of the main functional blocks of the test rig. The platforms are red-contoured with dashed lines and the damper is green contoured with solid lines

A deeper understanding of the damper behavior is achieved by investigating its kinematics.

By employing a differential laser vibrometer system with Polytec OFV-3001 controller and OFV-512 sensor head, it is possible to record the damper radial displacement and its rotation angle (the system output kinematical quantities).

Moreover the laser allows to precisely record the input motion (left platform movement relative to the right platform), a necessary precaution because the lack of

closed loop control of the piezoelectric actuators, which have a non-negligible compliance, makes displacements dependent on transmitted forces. A complete description of the test rig components and calibration procedures can be found in Gola et. al [14,15].

II. MEASURED AND DERIVED QUANTITIES

A. Measured Force Components

The readings of the load cells mentioned in the previous section give only the varying components of the right contact force. The zero references of the right contact force components are estimated through a load removal procedure. The procedure simply involves hand lifting the weight acting on the pulling wires pressing the cell and measuring the drop of the signal, as described in [15].

B. Derived Force Components

Once the complete components of the right contact force (N_R and T_R) are known, the damper static equilibrium is reconstructed by neglecting damper inertia (at frequencies where this is correct) and therefore assuming contact and centrifugal forces to pass through one point, as described in [15] and shown in Fig. 3a. In this way N_L , T_L and their point of application on the damper are determined.

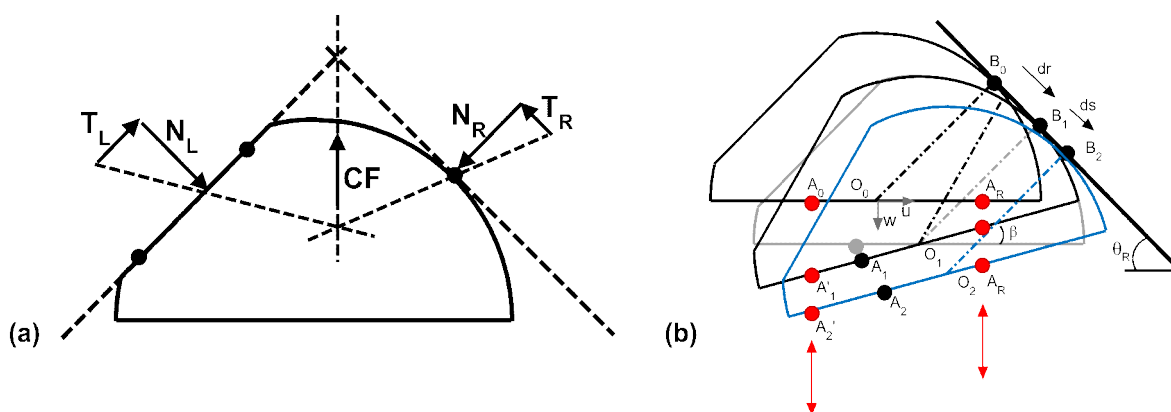


Fig. 3. (a) Damper force equilibrium (b) Damper motion reconstruction

C. Measured Kinematic Quantities

The in-plane kinematics of the damper is reconstructed from measured data:

- the damper rotation β is measured by means of a laser differential measurement $w_{A_0A_R}$ between points A_0 and A_R (Fig. 4a);
- damper displacement along radial direction w_{A_0} . This measurement is obtained by closing the reference eye of the laser, while keeping the beam pointed on A_0 open (Fig. 4b); it is subsequently numerically corrected to make it relative to the right platform, whose load is measured and the spring constant is known.

D. Derived Kinematic Quantities

The right damper contact point displacement with respect to the right platform is decomposed, with reference to Fig. 3b,

- in a rolling component

$$dr \cong \frac{D}{2} \cdot \beta = \frac{D}{2} \cdot \frac{w_{A_0A_R}}{A_0A_R}, \quad (1)$$

- in a purely translational component

$$ds \cong \frac{w_{A_0+A_0O_0} \cdot \sin\beta}{\sin\theta_R} - \frac{D}{2} \beta. \quad (2)$$

This reconstruction, carefully described in [16] was based on the assumption (justified by the force signal) that the right surface of the damper never loses contact with the right platform. The model used in the kinematic reconstruction presents a simplifying assumption: displacement is computed with respect to physical points (A_1 and A_2) instead of the ones actually struck by the laser ($A'1$ and $A'2$) as shown in Fig. 3b. As was proven in [16], this assumption

leads to errors whose magnitude is at least 10 times lower than the uncertainty coming from the measured quantities, therefore the simplified model was used in order to easily perform the analytical error propagation.

III. MEASUREMENT UNCERTAINTIES

The experimental results have been assigned, in order to be correctly evaluated and significant, a degree of trust expressed by the uncertainty of the measured and calculated values. In general it holds:

- the force signal has a linearity uncertainty given by the load cells specifications of 1% of the used range;
- in the case of our load removal procedure, the difference between the measured voltage drop for the given force drop and the one predicted by the calibration factor according to specifications is below 2%;
- the error on the position of the left contact force has been obtained through an error propagation procedure and found to be at max 0.6 mm.
- the error on the magnitude of the left contact force has been obtained through an error propagation procedure, typical values are $\sigma_{NL}=0.7$ N $\sigma_{TL}=0.9$ (i.e. 3-5%);
- the uncertainty of laser measured displacement (without further processing) is given by the laser resolution, 0.08 μm ;
- the uncertainty of kinematical quantities related to damper motion which are processed and manipulated through mathematical formulas starting from experimental data (β , dr and ds) are obtained through an error propagation procedure i.e. the maximum standard

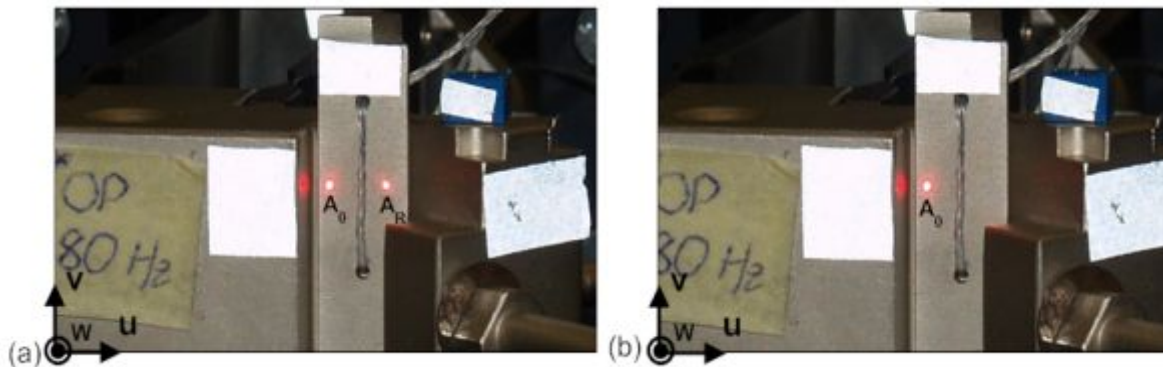


Fig. 4. High quality underexposed pictures taken for the measurement of (a) Damper rotation (b) Damper

deviation on damper rotation is $0.6 \cdot 10^{-4}$ rad vs. a total damper rotation at $12 \cdot 10^{-4}$ rad, then 5 %, in the O-o-P most unfavourable case. This corresponds to a standard deviation of damper-platform relative tangential motion (σ_s) at max $0.5 \mu\text{m}$ against a total traveled distance of $30 \mu\text{m}$ in the O-o-P case i.e. again 5 %.

A. Recent Improvements on Kinematical Quantities Uncertainty

Concerning the damper kinematics, an improvement in the estimate of damper rotation and of relative tangential motion at the contact between the damper's cylindrical side and the corresponding platform has recently been obtained thanks to a photographic method.

The main source of uncertainty in the estimation of dr and ds comes from the precision with which the geometrical position of the laser projection points, A_0O_0 and A_0A_R , on the damper surface is known. The uncertainty was minimized by taking a macro, under-exposed (to avoid over-bright laser points) high quality picture (see Fig. 4). The distances are found in pixel coordinates through a graphical software and then converted using the damper diameter as a conversion key. The damper diameter can be easily measured by means of a caliper. Given the high precision of the SW-based measuring tool, the main source of uncertainty comes from the human capacity of estimating the correct measuring position. At high magnification the damper displays blurred edges and the laser dots are not perfectly round (difficulty in locating their center). To take into account these sources of uncertainty a statistical approach is used: for each set of tests, one picture is chosen and 5 independent measurements are carried out. The uncertainty on each quantity is estimated through its standard deviation

IV. NUMERICAL MODEL

The interpretation of experimental results is quite complex because it requires to relate the behaviour of forces and motions in order to assess the working mode in each part

of the hysteresis cycle. A numerical model is then necessary to analyze each tract of the hysteresis cycle by precisely identifying stick or slip conditions and the related exchanged forces.

A. Modelling the Damper and the Test Rig

The non-conforming contact on the curved damper side is modelled with one contact point, the conforming contact on the flat damper side is modelled with two contact points, whose position is determined by looking at the wear traces on the damper used in the test rig. Stiffness, damping and mass distribution of the test rig are introduced and used to write its dynamic equilibrium equations.

A scheme of the simulated test rig is reported in Fig. 5. The stiffness of structures such as the tripod and the piezoelectric actuators system have been experimentally measured using the procedure described in [15]: compressing a rubber spring between the platforms and thus generating a measurable force, relative displacements have been measured in order to determine all the constants of the spring model. The damping factors of actuator system and tripod mechanisms have all been set equal and a wide range of values (0-100kg/s) has been explored under different working conditions. The influence of the parameter c was found to be negligible both on the experimental-numerical matching of results and on the numerical stability of the model. Therefore it was decided to set the parameter c to 0 kg/s.

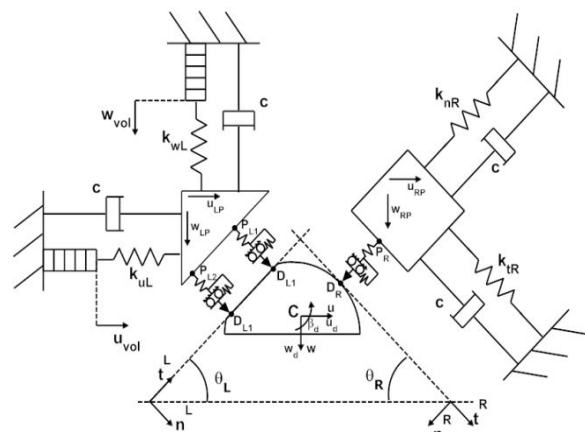


Fig. 5. Numerical model scheme

A rotational hysteretic damping source, not represented in Fig. 5, is included to account for the presence of the wires connected to the deadweight simulating the centrifugal force. This damping is produced by the bending of the wires together with the contact of the wires when passing through the damper; a precise physical description is considered here not practical, hence the definition of a global rotational damping. It was found through an exploration of experimental data collected at various frequencies ([16]) that the most appropriate assumption was hysteretic damping, and that the best fit value was $\frac{0.1 N \cdot m}{f_c \text{ rad}}$ where f_c is the working frequency measured in Hz. This value guarantees a close match of experimental and numerical results for all examined cases.

B. System Equilibrium Equations

Displacements u_{vol} and w_{vol} are imposed to the left platform by the piezoelectric actuators. Platform rotations are negligible, then only translational motions are taken into account.

The damper has three degrees of freedom including rotation. A general coordinate system (u-w) centered at the damper mass center is used to write the system equilibrium equations, while two local coordinate systems (t_L-n_L and t_R-n_R) are used to describe the contact interfaces between damper surface and corresponding platforms. By looking at Fig. 6, it is possible to write the system equilibrium equations as follows:

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = [B]\{F_c\} + \{F_e\}. \quad (3)$$

Where

$$\{U\} = \{u_d, w_d, \beta_d, u_{LP}, w_{LP}, u_{RP}, w_{RP}\}^T,$$

is the displacement vector and

$$\{F_e\} = \{0, CF, 0, k_{uL} \cdot u_{vol}, k_{wL} \cdot w_{vol}, 0, 0\}^T$$

is the vector of components of external forces where CF is the centrifugal force.

$\{F_c\} = \{T_R, N_R, T_{L1}, N_{L1}, T_{L2}, N_{L2}\}^T$ is the vector of components of all contact forces and $[B]$ is a geometry matrix necessary to express the contact forces vectors, aligned with the local coordinate systems, in terms of the general one. The mass matrix

$[M]$, damping matrix $[C]$ and stiffness matrix $[K]$ are:

$$[M] = \text{diag}(m_d, m_d, I_d, m_{LP}, m_{LP}, m_{RP}, m_{RP})$$

$$[C] = \text{diag}(0, 0, c_{rd}, c, c, c, c).$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{uL} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{wL} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{R11} & k_{R12} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{R21} & k_{R22} \end{bmatrix}.$$

Where $k_{R11} = k_{nR} \cdot \cos^2 \theta + k_{tR} \cdot \sin^2 \theta,$

$$k_{R12} = k_{R21} = (k_{tR} - k_{nR}) \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta,$$

$$k_{R22} = k_{nR} \cdot \sin^2 \theta + k_{tR} \cdot \cos^2 \theta \quad \text{with}$$

$$\theta_R = \theta_L = \theta.$$

The stiffness matrix $[K]$ is not diagonal because of the presence of the springs connected to the right platform oriented along the right local coordinate system's axis. It should be noted that the springs representing contact stiffness, that would couple dampers and platforms equations of motion, do not directly enter the equilibrium equations, but rather they are enclosed in the contact model routine.

C. Contact Model

The contact model is used to describe the interface between two non-conforming surfaces. The contact can be simplified as a slider connected with both normal and tangential springs (see Fig. 5). Its input parameters are the relative displacement between surfaces, slider displacement and relevant contact parameters (contact stiffness and friction coefficient). The output variables are the contact forces and the updated slider displacement.

D. Numerical Solver

In this work the Newmark method is adopted to numerically solve the system equilibrium equations by assuming the initial state variables. The state variables are interdependent on friction force, therefore an iteration scheme is necessary to find the nonlinear equilibrium point. A displacement based Newton-Raphson iteration scheme was chosen. The complete formulation is reported in [16].

V. RESULTS INTERPRETATION AND ESTIMATION OF FRICTION CONTACT PARAMETERS

The diagrams representing the experimental results together with their numerical match are:

a) *Hysteresis Loop (Fig. 6a):* i.e. the force transfer between platforms. In the Out-of-Phase case here shown the horizontal component of the contact force is plotted as a

function of the measured horizontal relative displacement between platforms (axis x, Fig. 2) . The superimposed dotted cycles are the results of the numerical. Reference points on the hysteresis loop have been marked by a symbol and a number, repeated on the corresponding points on other diagrams: they are useful to guide the analysis of the cycle by cross-comparison.

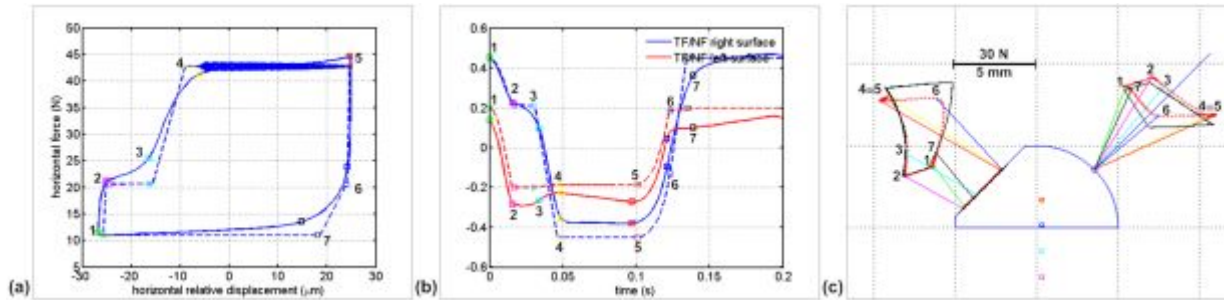


Fig. 6. Experimental (solid lines) and numerical (dashed lines) for (a) O-o-P hysteresis cycle (b) T/N force ratio. (c) Experimental contact forces diagram and (in black) simulated contact forces' trajectories

The force represented in these hysteresis loops is the one obtained after the load-removal process described in Sect. III, i.e., they are the total force values. On the contrary, relative displacement between platforms is given directly as measured by the laser, i.e. relative to the mean displacement.

b) *T/N force ratios (Fig.6b):* it represents the ratio of the total tangential and normal force components on the left and right contact surfaces plotted as a function of time. The flat portions of each line may indicate a slip phase - subject to cross-confirmation by the numerical model - on an interface: in such case the ratio T/N will represent a friction coefficient.

c) *Contact forces diagram (Fig. 6c):* it represents -) the vectors of forces transmitted between the platforms -) the damper surfaces and -) their points of application. The vectors coming from the measured quantities are calculated as illustrated in Sect. III. The contact forces' trajectories of numerical counterpart are shown, superposed, in black.

d) *Kinematic reconstruction (Fig.7):* it represents the damper motion reconstructed from experimental data by combining laser measurements w_{A0} and w_{A0AR} as described in Sect.III. This operation yields multiple outputs:

- the graph of the tangential translation (ds, no rolling) of the right damper-to-platform contact point, relative to the platform against time (Fig. 7a);

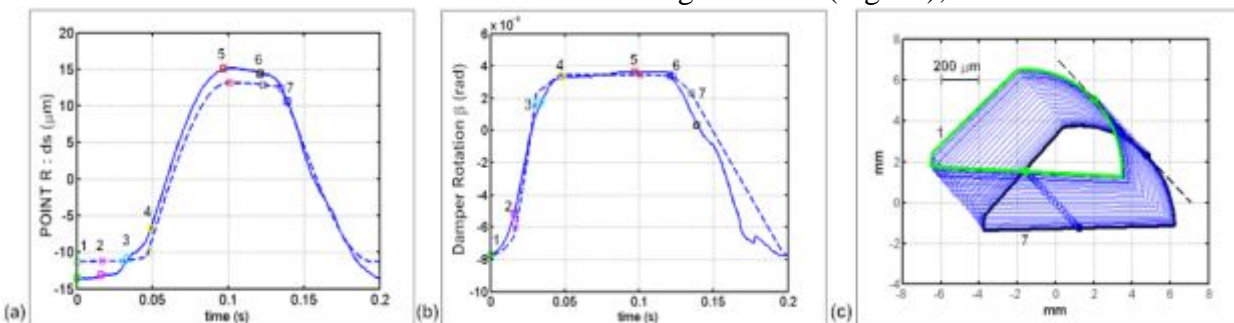


Fig. 7. Experimental (solid lines) and numerical (dashed lines) kinematical reconstruction: (a) Right contact point translational movement with respect to the right platform (b) Damper rotation. (c) Example of reconstructed damper motion during stage 7-1

- the graph of damper rotation against time (Fig. 7b);
- an example of reconstructed damper motion (Fig. 7c).

A. Estimate of Contact Parameters

a) *Spring stiffness and position*: the tangential and normal stiffness at all contact points is here obtained from the experimental evidence.

It has been observed (see [3]) that the slope of the O-o-P hysteresis cycle is equal in all investigated cases and constant in time when the platform starts closing, due to the fact that, in this tract, all contact points are in stick condition, e.g. in the 5-6 O-o-P stage of Fig.6a):

- the position of the resultant left contact force is in the middle of the flat surface, therefore it is assumed that both contact points are in contact (this implies a reduced rotation, Fig. 7b);
- Fig. 6b signals a stick state for both interfaces given the varying Tangential/Normal force ratios;
- the slope used keeps substantially constant throughout the duration of a test (see [3]).

This interpretation of experimental evidence is later confirmed by the numerical simulation.

The cycle slope now under investigation is a composite effect of normal and tangential stiffness values at all contacts. The assumption made here, according to [3], is that all contact points have the same normal and tangential stiffness values. The proportion $k_n=3/2k_t$ is initially assumed referring to [14]. The same slope for tract 5-6 can be obtained for any proportion, provided k_n is given an appropriate value, i.e. it is the linear combination value which counts. However it has been observed that the rotation signal (Fig. 7b) is better approximated by the initial assumption, which is therefore here employed. The contact stiffness values thus obtained are $k_n=84$ N/mm and $k_t=56$ N/mm and have been used for the I-P cases as well.

Secondly the position and number of the contact points has to be set. In this case the right side poses no problem since the number and position of the contact points can

be determined through the geometry of the damper. The two contact points position on the left surface were instead derived by looking at the wear traces on the damper flat surface: the final position was then fine-tuned in order to obtain a rotation magnitude as similar as possible to the experimental one. The rotation is particularly sensitive to this parameter, especially in the O-o-P case, given its low magnitude. The final position was set to 0.5 mm away from the edges for both contact points. This choice was later confirmed by the comparison between the numerical and experimental contact forces distribution diagrams. During the upper left contact point lift-off state, the left contact force is, in the numerical counterpart, coincident with the lower left contact point. The difference between experimental and numerical positions was less than 0.1 mm.

b) *Friction Coefficient Values*: The friction coefficients can be estimated by looking at the ratio of tangential and normal component of the contact forces in the experimental diagrams (Fig. 6b). The right T/N ratio poses no problem since there is only one contact point on that side of the damper. The ratio referring to the left surface is, on the other hand, the result of the combination of the two contact points. When having to estimate the left friction coefficients the following procedure is carried out.

- A stage during which only one of the left contact points is actually in contact and slipping is singled out. The position of the left contact force can be estimated by looking at Fig 6c: when the resultant left contact force is markedly close to one of the edges of the flat surface, the opposite side is probably in lift-off state. In the example hereby presented stages 2-3 was used.
- The ratio T_L/N_L relative to that stage is used to estimate the lower left contact point friction coefficient μ_{L2} .
- Initially $\mu_{L1}=\mu_{L2}$ is assumed. The result thus obtained is then tuned to match the experimental one.

After the tuning process, the friction coefficients were set, for the case shown in

Fig.6 and 7, to $\mu_R=0.450$, $\mu_{L1}=0.18$, $\mu_{L2}=0.199$.

B. Complex Springs

Once the validated numerical model of the damper is able, given the relative motion of two points (nodes) on the platforms' surface, to produce the transmitted platform

forces, it is numerically convenient to substitute the damper with its HBM equivalent, i.e., with the real and imaginary stiffness of a complex spring.

By way of example Fig. 8 shows diagrams of these complex spring values for the O-o-P case tuned according to data of Fig. 7.

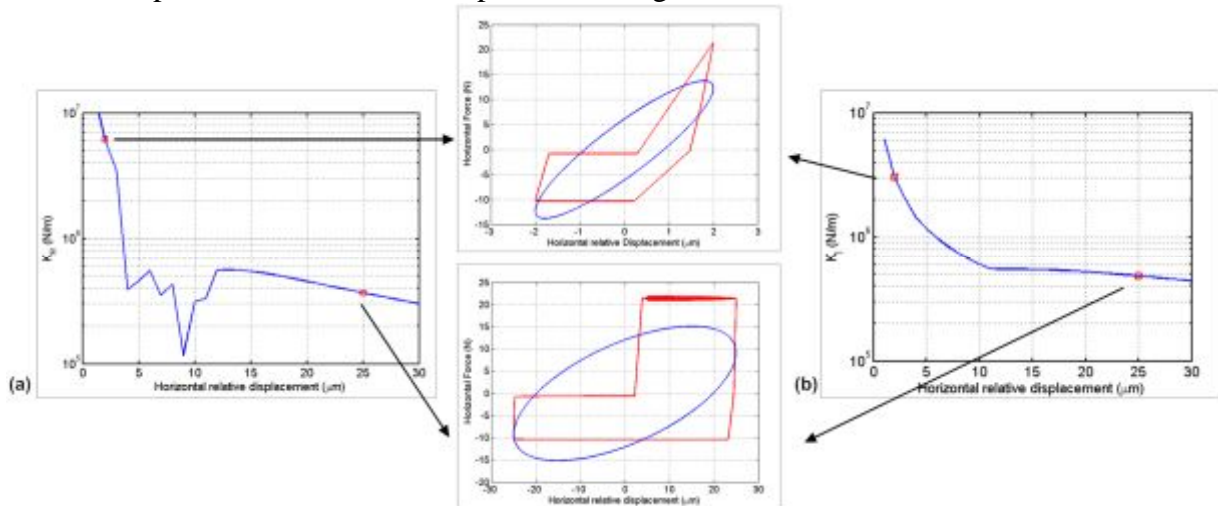


Fig. 8. (a) Real and (b) Imaginary horizontal stiffness values as a function of the relative displacement between platforms. Hysteresis cycles are substituted with ellipses with the same area. Two examples are reported: (above) horizontal relative motion of magnitude $\pm 2 \mu\text{m}$ (below) horizontal relative motion of magnitude $\pm 25 \mu\text{m}$

Finally, it was suggested that accurate hysteresis cycles are the reliable basis to obtain the real and imaginary parts of the complex spring which can be introduced, according to the Harmonic Balance Method, between all the couples of opposite underplatform points in the context of a dynamic FEM model of a blade array.

VI. CONCLUSIONS

This paper presents a test rig for the direct measurement of damper motion against turbine blade underplatforms and of forces transmitted by the damper. Presents also a numerical dynamic model for the reconstruction of damper motion and damper forces.

The experimental method and the test rig capabilities which allow the measurement of contact forces on one side, and the full reconstruction of all forces transmitted between damper and platforms, have been illustrated. The accuracy of the method was demonstrated for on a cylindrical-flat damper used in practice slightly adapted to laboratory

conditions. Results make these authors confident that the reconstruction of damper forces and motion from experimental data is quite reliable and can be safely used for cross-comparison with numerical results.

A trustworthy comparison between numerical and experimental results has a double function. On one side the numerical simulation offers a deeper insight into the damper behaviour in all those details which are not experimentally detectable (e.g. tangential translation ds decomposed in its sliding and spring loading contributions, contact conditions on the flat side of the damper, the fine reasons for the hysteresis cycle shape). On the other side the experimental results allow to fine tune the contact parameters. A sample of results is discussed in order to show, in practice, the procedure to estimate the contact parameters of the numerical model (both tangential and normal contact stiffness and local friction coefficients) starting from the experimental results: the slope of the hysteresis line during a generalized stick state is used to estimate the contact stiffness, while the T/N force

ratios graphs, combined with the contact force distribution diagrams are used to determine the friction coefficients.

It is believed that only an accurate experimental procedure integrated with a numerical prediction tool offers concrete prospects of success when optimizing a damper within the complex set of phenomena highlighted in this paper. At AERMEC we believe that with this approach the optimization of damper mass and geometry will be less a matter of trial and error

development and more a matter of knowledge of damper dynamics, allowing to establish design criteria.

Finally, it was suggested that accurate hysteresis cycles are the reliable basis to obtain the real and imaginary parts of the complex spring which can be introduced, according to the Harmonic Balance Method, between all the couples of opposite underplatform points in the context of a dynamic FEM model of a blade array.

References

1. Cardona A., Lerusse A., Geradin M. Fast Fourier Nonlinear Vibration Analysis // Computational Mechanics. 1998. V. 22, no. 2. P. 128-142.
2. Griffin J.H. Friction damping of resonant stresses in gas turbine engine airfoils // Journal of Engineering for Power. 1980. V. 102, no. 2. P. 329-333.
3. Petrov E.P., Ewins D.J. Analytical formulation of friction interface elements for analysis of nonlinear multiharmonic vibrations of bladed discs // Transactions of ASME Journal of Turbomachinery. 2003. V. 125, no. 2. P. 364-371.
4. Yang B.D., Menq C.H. Characterization of contact kinematics and application to the design of wedge dampers in turbomachinery blading. Part 1. Stick-slip contact kinematics // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1998. V. 120, no. 1. P. 410-417.
5. Yang B.D., Menq C.H., Characterization of contact kinematics and application to the design of wedge dampers in turbomachinery blading. Part 2. Prediction of forced response and experimental verification // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1998. V. 120, no. 2. P. 418-423.
6. Csaba G. Modelling of a Microslip Friction Damper Subjected to Translation and Rotation. // Proceeding of ASME Gas Turbine & Aeroengine Congress and Exhibition. 1999. 99-GT-149.
7. Sanliturk K.Y., Ewins D.J., Stanbridge A.B. Underplatform dampers for turbine blades: theoretical modelling, analysis and comparison with experimental data // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1999. V. 123, no. 4. P. 919-929.
8. Panning L., Popp K., Sextro W., Goetting F., Kayser A., Wolter I. Asymmetrical underplatform dampers in gas turbine bladings: theory and application // In Proceedings of ASME Turbo Expo 2004. GT-2004-53316, 2004.
9. Zucca S., Botto D., Gola M.M. Range of variability in the dynamics of semi-cylindrical friction dampers for turbine blades // In Proceedings of ASME Turbo Expo, GT-2008-51058, 2008.
10. Cigeroglu E., An N., Menq C.H. Forced response prediction of constrained and unconstrained structures coupled through frictional contacts // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2009. V. 131, no. 2. Article number 022505.
11. Firrone C.M., Botto D., Gola M.M. Modelling a friction damper: analysis of the experimental data and comparison with numerical results // In: Proceedings of 8th Biennial Conference on Engineering Systems, Design and Analysis (ESDA), 2006.
12. Sanliturk K.Y., Imregun M., Ewins D.J. Harmonic Balance Vibration Analysis of Turbine Blades With Friction Dampers // J. Vib. Acoust. 1997. V. 119, no. 1. P. 96-103.

13. Sanliturk K.Y., Ewins D.J., Stanbridge A.B. Underplatform Dampers for Turbine Blades: Theoretical Modeling, Analysis, and Comparison With Experimental Data // J. Eng. Gas Turbines Power. 1998. V. 123, no. 4. P. 919-929.

14. Gola M.M., Bragas Dos Santos M., Liu T. Design of a new Test Rig to evaluate under-platform damper performance // In proceeding of ESDA 2010. 2010. Code24268.

15. Gola M.M., Bragas Dos Santos M., Liu T. Measurement of the scatter of underplatform damper hysteresis cycle: experimental approach // In: Proceeding of ASME IDETC 2012. 2012. V. 1, parts A and B. P. 359-369.

16. Liu T. Investigation of under-platform damper kinematics and dynamics. Doctoral dissertation, Politecnico di Torino, 2013.

About the authors

Gola Muzio M., Professor of Machine Design, DIMEAS AERMEC Laboratory team leader Politecnico di Torino (Technical University of Torino), Italy. E-mail: muzio.gola@polito.it. Area of Research: Dampers for Turbine Blades: Theoretical Modeling, Analysis.

Gastaldi C. Ph.D. student, DIMEAS Politecnico di Torino (Technical University of Torino), Italy. E-mail: chiara.gastaldi@polito.it. Area of Research: Dampers for Turbine Blades: Theoretical Modeling, Analysis.

ПОСЛЕДНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ С ВНУТРЕННИМИ ПОДПЛАТФОРМЕННЫМИ ДЕМПФЕРАМИ

© 2014 М. М. Гола, С. Гастальди

Туринский политехнический университет (Технический Университет Турина), Италия

Подплатформенные демпферы (UPDs) широко используются в качестве демпфера трения и часто применяются для уменьшения последствий резонансных колебаний при усталостном разрушении. Они находят применение в компрессорах и турбинах, как в авиационных двигателях, так и в наземных силовых установках. В связи с нелинейной характеристикой сухого трения, обобщённый анализ конструкций, ограниченных трущимися контактами, довольно сложен. Использование конечных элементов с коммерческим кодом не является подходящим выбором в связи с большим объемом времени, требующегося для вычислений. Следствием этого стала разработка специальных цифровых кодов для частных случаев. Некоторые авторы предпочитают использовать отдельную подпрограмму для вычисления контактных сил как функции перемещений (заделок), другие вводят демпферы в конечно элементную модель лопастного венца. Все численные модели, между тем, требуют понимания и знания параметров трения в контакте, которые определяются либо при помощи прямых измерений на трение, выполняемых в ходе испытаний, проводящихся на механизмах с одиночным контактом, либо посредством уточнённой настройки параметров численной модели и сравнения экспериментальных результатов демпфирования лопатки с результатами расчёта. Стандартный подход заключается в точной настройке и экспериментальной проверке UPD моделей путём сравнения измерений и вычисления вибраций в паре лопаток. Насколько нам известно, никто и никогда не пытался непосредственно измерить усилия, передаваемые между поверхностями через демпфер и относительное движение от демпфера до поверхности.

С учётом последних результатов прямых исследований демпферов очевидно, что специализированные подпрограммы для демпфируемых механизмов являются эффективным инструментом для улавливания мелких деталей процесса демпфирования, которые необходимы для соответствующего описания характеристик демпфирования. Это стало возможным благодаря значительным усилиям авторов работы, направленных на точное измерение сил, передаваемых между поверхностями контактов и демпфером. С учётом относительного движения поверхности полученные результаты использовались для проверки численной модели. Перекрестное сравнение расчётных и экспериментальных данных позволяет получить предельно ясное понимание всех случаев контакта

(спекание, сдвиг, напор), которые проявляются во время цикла работы, а также позволяет оценить степень их влияния на эффективность демпфирования.

Фрикционное демпфирование; подплатформенные демпферы; турбомашины; гистерезис; измерения; представление численной модели.

Информация об авторах

Гола Музио М., профессор проектирования машин, руководитель группы DIMEAS AERMES Лаборатория Туринского политехнического университета (технический университет Турина), Италия. E-mail: muzio.gola@polito.it. Область научных интересов: демпферы для турбинных лопаток: теоретическое моделирование, анализ.

Гастальди С., аспирант, DIMEAS Туринский политехнический университет (Технический Университет Турина), Италия. E-mail: chiara.gastaldi@polito.it. Область научных интересов: демпферы для турбинных лопаток: теоретическое моделирование, анализ.

LIFE CYCLE ASSESSMENT OF THE PRODUCTION CHAIN OF OIL-RICH BIOMASS TO GENERATE BTL AVIATION FUEL DERIVED FROM MICROALGAE

© 2014 M. Gehrler, H. Seyfried, S. Staudacher

Institute of Aircraft Propulsion Systems (ILA) University of Stuttgart, Germany

Considerable efforts are made to generate drop-in aviation fuels from microalgae to avoid competition with food production. Synthetic biofuel from oil-rich biomass is produced along four process lines: cultivation, harvest, extraction of raw material and conversion to fuel. This study deals with the life cycle assessment of fuel obtained from cultivation of the fresh water alga *Auxenochlorella protothecoides* and concentrates on the cultivation in open ponds as well as the harvesting steps preconcentration, electroporation and dewatering. Energy balance and environmental impact is analysed using GaBi software and data base. The main goal is to identify those factors or processes exerting the strongest impact, either environmentally or from the point of view of the energy balance. Production of one kilogram of dry oil-rich algal biomass (kg DM) consumes 118.56 MJ of primary energy. The primary energy demand is apportioned as follows: 71.7 % during proliferation in Erlenmeyer flasks and bubble columns, 15.5 % by cultivation in raceway ponds and 12.8 % in preconcentration, electroporation and dewatering. This converts into a net energy ratio (*NER*) of 0.266 and a CO₂-equivalent of 6.45 kg CO₂ per kg DM. These values are disadvantageous when compared to kerosene (*NER* = 0.867, 0.384 kg CO₂ per kg kerosene). Production can be optimized using process energy from regenerative sources such as hydroelectric power (*NER* = 0.545, 1.27 CO₂ per kg DM). In this case total primary energy input must be corrected for the portion of renewable sources resulting in a *NER_{corr}* of 3.04. CO₂-equivalents per kg DM remain unfavourably high as compared to kerosene; the main driver responsible for this discrepancy is the usage of freshwater and fertilizer.

Biofuel, microalgae, auxenochlorella protothecoides, energy balance, electroporation, renewable energy.

NOMENCLATURE

BtL	Biomass-to-liquid
CtL	Coal-to-liquid
C _B	Total suspended solids
CO ₂	Carbon dioxide
GtL	Gas-to-liquid
Hu	Calorific value
HVO	Hydrogenated vegetable oil
corr	corrected
<i>NER</i>	Net energy ration
DM	Dry matter
N	Nitrogen
P	Phosphorous

1 INTRODUCTION

Biofuels currently are mostly produced from terrestrial plants containing oil, starch or sugar such as soy beans, raps, corn and sunflower seeds or palm oil. Present technologies are almost fully developed but cultivation involves substantial land use and needs fertile soils 5. Hence, considerable efforts are made to generate biofuels (including biodiesel) from other sources to avoid competition with food production. This is especially true for aviation fuels. Microalgae turned out to be an almost ideal alternative as they contain significantly higher concentrations of oil and carbohydrates, possess high to very high photosynthetic activity and re-

quire comparatively less land use than terrestrial plants 22. Yield from microalgae with oil concentrations about 30% per dry weight is 9 to 300 times higher than that of conventional crops 5.

From an economical point of view it is most desirable that a biofuel may be used without any alterations to the aircraft and the engines (drop-in fuels). Possible processes to produce drop-in fuels focus on Fischer-Tropsch synthesis applied to coal, gas or biomass (CtL, GtL, BtL) and hydration of vegetable oil (HVO). Raw material is converted to carbohydrates possessing almost identical chemical properties when compared to kerosene (7, 8). BtL and HVO from microalgae are considered an environmentally sensible alternative with high potential to replace fossil resources.

2 PRINCIPLES OF BIOFUEL PRODUCTION FROM MICROALGAE

Biofuel is produced along four process lines: cultivation, harvest, extraction of raw material and conversion to fuel. Cultivation is managed in open or closed systems (1, 3, 5). Open systems are simple, cost-efficient and mainly composed of concrete ponds (raceway ponds) where the alga suspension is

driven by paddle wheels 1. However, such systems are susceptible to contamination and changes in the dissolved load as a result from evaporation or precipitation 1. Closed systems (photobioreactors) are complex, require intense maintenance and demand much more energy than open systems (5, 15). Both systems need carefully adjusted quantities of nutrients (N, P), CO₂ and light. Harvesting methods (centrifugation, flotation, filtration, and flocculation) depend on species composition of the alga suspension and cell sizes 1. After compaction the remaining intracellular water must be extracted by mechanical or chemical methods. In the final step lipids are converted to biodiesel or HVO and oil-rich biomass is transformed into BtL 6. Our research project concentrates on the life cycle assessment of synthetic fuel obtained from cultivation of a fresh water alga (*Auxenochlorella protothecoides*) particularly well suited for biofuel production as a result from its very high photosynthetic activity and oil content. Energy balance and environmental impact is analysed using GaBi software and data base 19. This paper presents results from the life cycle assessment of the cultivation, harvest and extraction paths of the production chain leading to oil-rich biomass.

3 LIFE CYCLE ASSESSMENT

Input, output and environmental impact are quantified following the procedure defined in DIN EN ISO 14044, i.e. study goal and scope, inventory analysis, impact and interpretation 9. On this background it is possible to clearly identify those factors or processes exerting the strongest impact, either environmentally or from the point of view of the energy balance. Industrial-size plants for the production of biofuel from microalgae do not exist until today but a wealth of data is already available from laboratory and pilot plants (2, 4).

Within the scope of this study the following assumptions and parameters are made and set:

- the functional unit of life cycle assessment is 1 kg dry matter (kg DM)

- biomass production and extraction is performed in Europe
- evaporation totals 10 l m⁻² d and thus does not require fertilizer compensation or dilution 1
- 1 kg DM fixes 1.8 kg CO₂ (5, 21)
- concentration of suspended organic solids (C_B) is constant throughout the cultivation process (C_B = 1.3 g/l)
- residual water from the harvesting step(s) can be recycled without further treatment; excess water enters the waste water balance
- the calorific value (H_u) of 1 kg DM is 31.55 MJ 16
- stepwise cultivation following the initial laboratory stage produces less contamination than continuous cultivation 3
- facilities and in particular cost and environmental impact related to their production do not enter the life cycle assessment. This is common practice in assessments of long-lived and highly productive assets on the reason that the emissions caused by the working unit surpass those of facility manufacturing by several orders of magnitude 19.

4 INVENTORY ANALYSIS OF PRODUCTION OF OIL-RICH BIOMASS

4.1 Cultivation

Cultivation is a stepwise process chain (Fig. 1) starting with breeding under controlled laboratory conditions, proliferation in Erlenmeyer flasks and further alga enrichment in bubble columns followed by raceway ponds of increasing capacity. Proliferation in Erlenmeyer flasks takes 7 days. Further enrichment takes 10 days per step; lipid enrichment in the last step takes 15 days. Each cultivation unit must be inoculated with fresh alga suspension to avoid contamination with other algae or undesired organisms 4. The inoculation volume amounts to 10 - 15 % of the volume of the cultivation unit; the rest is fresh water. Preceding units must be multiplied according to the inoculation volume needed in the following unit (Fig. 1).

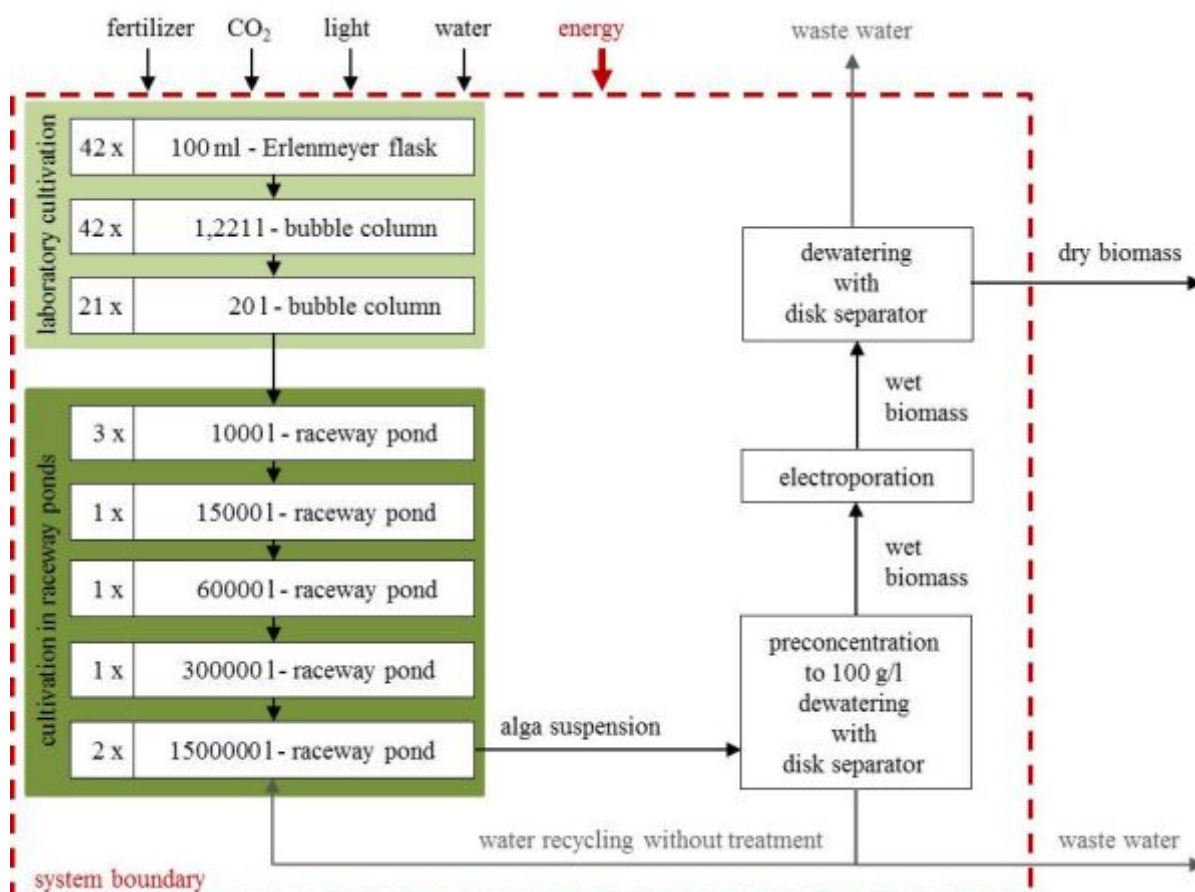


Fig. 1. Oil-rich biomass is produced along four process lines: cultivation, pre-concentration, electroporation and dewatering

A typical path through the production steps requires the following quantities:

- two 1.221 l bubble columns replenish one 20 l bubble column
- seven 20 l bubble columns replenish one 1000 l raceway pond
- three 1000 l raceway pond replenish one 15000 l raceway pond
- further steps are explained in Fig. 2. The last step (lipid enrichment) occurs in a 1500000 l raceway pond. In comparison the foregoing steps it takes 15 days; thus, to obtain a harvest every 10 days two of these large ponds are needed. The final output totals 1950 kg DM per pond.

For optimal growing *Auxenochlorella protothecoides* requires accurate doses (Tab. 1) of nitrogen (N), phosphorus (P), magnesium (Mg), iron (Fe) and calcium (Ca). Biomass enrichment works best at a nitrogen concentration of 2 mmol per litre. In the last step, however, this concentration must be reduced to 1 mmol per litre because other-

wise algae will not enrich lipids. Constant pH control to buffer the input of CO₂ is maintained with KH₂PO₄ (3 mmol per litre) 4.

Tab. 1. Nutrient concentration in mmol l⁻¹ 4

Nutrient	mmol l ⁻¹
(NH ₄) ₂ HPO ₄	2.0
KH ₂ PO ₄	3.0
MgSO ₄ *7 H ₂ O	0.5
FeSO ₄ *7 H ₂ O	0.02
CaCl ₂ *2 H ₂ O	0.2

The proliferation step in Erlenmeyer flasks needs electrical energy for illumination, cooling, aeration, the orbital shaker and cleaning totalling 66 kWh in 7 days for 200 ml alga suspension in two flasks. Ensuing cultivation in two 1.221 l bubble columns consumes 377.2 kWh for illumination, air conditioning and injection of CO₂. A 20 l bubble column expends 353.4 kWh in 10 days. Illumination scales per area while cooling scales per volume (Q~V^{2/3}).

Suspension in raceway ponds is kept in circulation by paddle wheels producing a mean of 30 cm s^{-1} consuming $0.016 \text{ kWh m}^{-2} \text{ d}^{-1}$ (1, 3). In the last pond (lipid enrichment) circulation requires $0.65 \text{ kWh per kg DM}$ whereas all previous ponds consume $0.41 \text{ kWh per kg DM}$. The carbonator injects 2.6 kg CO_2 per 75 m^2 surface in 10 hours 3; per kg CO_2 0.0222 kWh are needed 17. It is economically and ecologically favourable to use industrial flue gas from power plants 22. Excess CO_2 via outgassing from the water surface enters the life cycle assessment. Photosynthetic produced oxygen is regarded as an emission. Transferring suspension among raceway ponds with circular pumps yielding $50 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ consumes 9 kW 14. Energetic requirements are summarized in Tab. 2.

Tab. 2. Process energy of raceway pond in kWh per kg DM (1, 14, 17)

Process step	kWh per kg DM
Paddle wheel	0.41 (0.65)
CO_2 -injection	0.0222
Pumping	0.138

4.2 Pretreatment

The green alga *Auxenochlorella protothecoides* measures $2 - 12 \mu\text{m}$ 13. As a result from this size distribution it is compulsory to use centrifuges to guarantee an adequate throughput and the desired concentration of $C_B = 100 \text{ g l}^{-1}$. A special disk separator for microalgae providing a throughput of $24 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ possesses 30 kW effective capacity (11, 20).

4.3 Electroporation

A common method to accede the cell water is the destruction of membranes by electroporation under high voltage producing holes permeable for water molecules (1012). Until today only pilot plants are functional yielding a throughput of 0.5 l h^{-1} consuming 1.5 MJ per kg DM 10.

4.4 Dewatering

Final solid-liquid separation must remove interstitial and intracellular free water to separate the concentrate of oil-rich bio-

mass using disk separators from the pre-treatment step.

Tab. 3 summarizes energy inputs and operation materials for the complete production chain normalized to 1 kg DM .

Tab. 3. Energy inputs and operation materials for the complete production chain normalised to kg DM (1, 14, 17)

Process step	Amount per kg DM	Unity
<i>Laboratory Cultivation</i>		
Electric energy	8.578	kWh
Fertilizer	$2.1 \cdot 10^{-4}$	kg
Fresh water	0.228	kg
<i>Raceway ponds</i>		
Electric energy	0.802	kWh
Fertilizer	0.729	kg
Fresh water	2.6	kg
CO_2	564.4	kg
<i>Preconcentration</i>		
Electric energy	1.1	kWh
<i>Electroporation</i>		
Electric energy	0.417	kWh
<i>Dewatering</i>		
Electric energy	0.0125	kWh

5 RESULTS

Fig. 2 details the distribution of the primary energy demand among the different production steps leading to the reference mass (1 kg DM). The cumulative primary energy demand for the entire process chain is $118.56 \text{ MJ per kg DM}$. The primary energy demand is apportioned as follows: 71.7% during proliferation in Erlenmeyer flags and bubble columns, 15.5% by cultivation in raceway ponds and 12.8% in harvesting steps (pretreatment, electroporation, dewatering). It is obvious that the high primary energy demand of the laboratory stage results from energy consuming processes such as cooling (82.8%) and illumination (10.5%). The primary energy demand for operation material is under 1% . In a balance of the complete production chain process energy again is responsible for the bulk of primary energy demand (91.2%). Fertilizer and freshwater account for 8.8% .

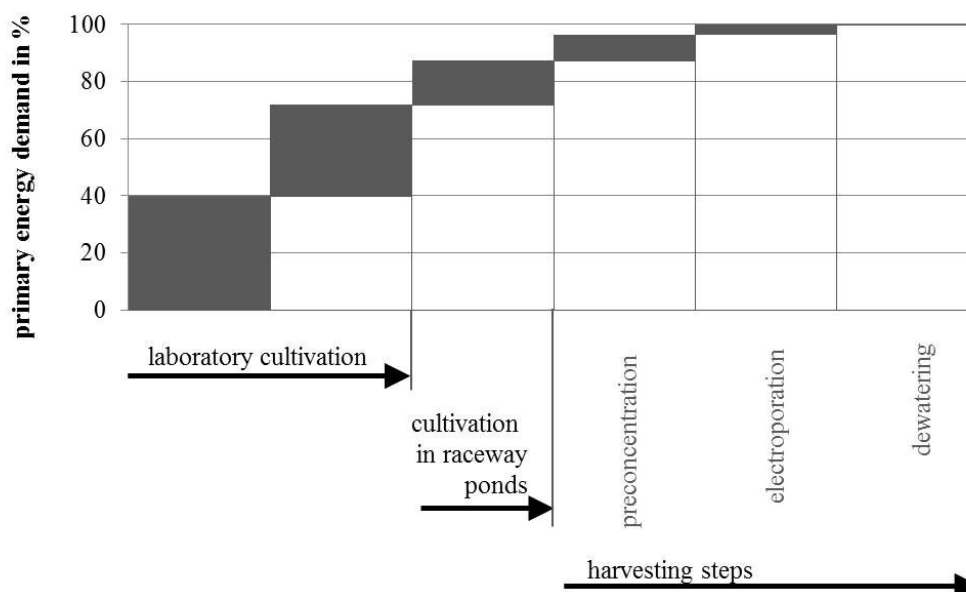


Fig. 2. Distribution of the cumulative primary energy to produce 1 kg DM

Modelling the production of the reference mass (1 kg DM) with GaBi (Fig. 3) resulted in a total primary energy demand of 118.56 MJ distributed between process energy (39.27 MJ) and operational material (10.4 MJ related to 567.957 kg). 102.8 MJ out of the sum of 118.56 MJ are from non-renewable sources and 15.76 MJ are from

regenerative input. The non-renewable portion splits into process energy (90.2 %) and operational material (9.8 %). Process energy enters modelling as European energy mix requiring 2.75 MJ primary energy to create an output of 1 MJ. Out of these 2.75 MJ 2.36 MJ correspond to non-renewable and 0.39 MJ to renewable sources 19.

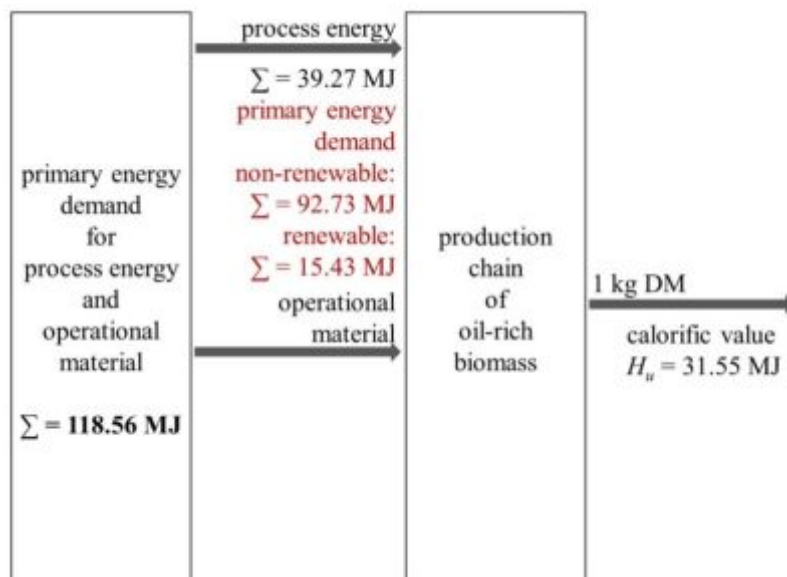


Fig. 3. Composition of the primary energy consumption to produce 1 kg DM algal biomass

Relations between the type of process energy and the corresponding portions of non-renewable/renewable sources of energy are shown in Fig. 4. Photovoltaic energy production rises the cumulative primary energy demand from 118.56 MJ to 315.6 MJ but the split into 18.98 MJ non-renewable

and 296.66 MJ renewable ultimately entails a positive balance. Wind and hydroelectric energy supply reduce primary energy demand to 110.48 MJ and 57.91 MJ, respectively. In these cases the non-renewable portion is even below 2 %.

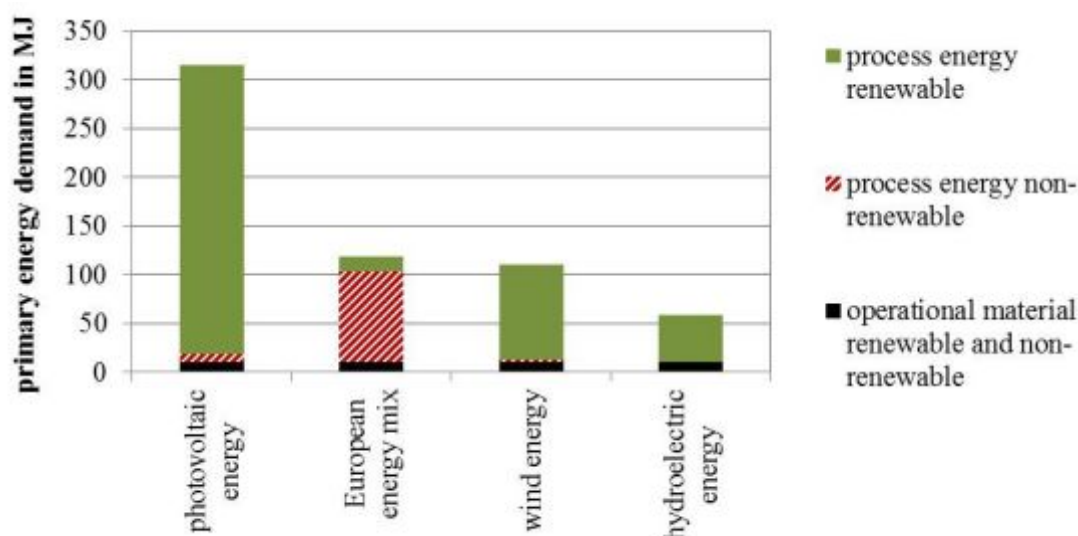


Fig. 4. Primary energy consumption in MJ per kg DM depending on different sources of electric energy

The net energy ratio (*NER*) turned out to be a useful term when largely differing products linked with different processes are to be compared. The ratio compares the calorific value (H_u) of a product with total primary energy demand involved in production 16.

$$NER = \frac{\text{calorific value}}{\text{total primary energy demand}} \quad (1)$$

Consequently, a process is economically reasonable when *NER* is > 1 because less energy is required for production than stored in product. For the case studied here the *NER* related to the production of 1 kg DM is 0.266 ($H_u = 31.55$ MJ, cumulative demand = 118.56 MJ). This is unfavourable per se and it is even more so when compared to the *NER* of kerosene (0.867) 19. Using wind energy rises the *NER* to 0.286; water energy increases *NER* to 0.545 but photovoltaic energy sources result in very low values (*NER* = 0.1). However, as this balance integrates both non-renewable and renewable sources of primary energy demand a correction must be applied to the renewable portion because it is supposed to be environmentally neutral and does not imply the use of fossil resources. Accordingly, NER_{corr} is calculated as the relation between H_u and the non-renewable portion of the primary energy demand 18. In Tab. 4 *NER* and NER_{corr} of the process chain leading to algal biomass production are plotted against different sources of energy and compared to kerosene.

$$NER_{corr} = \frac{\text{calorific value}}{\text{non-renewable primary energy demand}} \quad (2)$$

Tab. 4 - *NER* and NER_{corr} of the process chain leading to algal biomass production for different sources of electric energy and for kerosene

Sources of electric energy	<i>NER</i>	NER_{corr}
European energy mix	0.266	0.307
Photovoltaic energy	0.1	1.66
Wind energy	0.286	2.66
Hydroelectric energy	0.545	3.04
<i>for comparison</i>		
Kerosene	0.867	0.869

It is most remarkable that even the initial biomass production path of biofuel production from microalgae is economically only reasonable when renewable sources of energy are used. Expectedly, CO₂-equivalents also are well below the reference value of kerosene: 6.45 kg CO₂-equivalents per kg DM as compared to 0.384 kg CO₂-equivalents per kg kerosene 19. If process energy is derived from renewable sources CO₂-equivalents per kg DM reduce to 1.76 (photovoltaic), 1.33 (wind) and 1.27 (water). Even so the values are still higher than in the case of kerosene; the main driver responsible for this discrepancy is the usage of freshwater and fertilizer.

6 CONCLUSION

This study quantitatively demonstrates that production of one kilogram of algal

biomass from the fresh water microalga *Auxenochlorella protothecoides* consumes 118.56 MJ of primary energy. This corresponds to 91.2 % of the total process energy; the remaining 8.8 % relate to use of fertilizers and fresh water. Employing European electrical energy mix results in a CO₂-equivalent of 6.45 kg CO₂ per kg DM and delivers a *NER* of 0.266. This value is adverse to that of kerosene (*NER* = 0.867). If process energy originates from regenerative sources the CO₂ equivalent drops to 1.27 of CO₂ per kg DM and the *NER* rises to 0.545.

*NER*_{corr} considerably improves from 0.545 to 3.04 when total primary energy input is corrected for the portion of renewable sources. Hence, it becomes clear that generation of algal biomass for synthetic biofuel production is economically and environmentally disadvantageous unless primary energy input stems from renewable sources. In particular, this implies that independently from all other processes of the production line (e.g., refining, transport) all processes and operational materials must be strictly designed to the principles of minimal release of CO₂.

References

1. Becker E.W. Microalgae: Biotechnology and Microbiology. New York: Cambridge University Press, 2008. 519 p.
2. Ben-Amotz A. Bio-fuel and CO₂ Capture by Algae. Seambiotic Ltd., 2008.
3. Borowitzka M.A. Algal Culturing Techniques. Section no. 14. Culturing microalgae in outdoor ponds. 2005. 596 p.
4. Büchle C. Konstruktion und Aufbau eines Photobioreaktors zur online-Überwachung der Produktivität von Algen und Erfassung der Produktivitätsparameter von *Auxenochlorella protothecoides*. Diploma Thesis, Institute of Botany, University of Stuttgart, 2013.
5. Chisti Y. Biodiesel from Microalgae // Biotechnology Advances. 2007. V. 25, no. 3. P. 294-306.
6. Cooney M. et al. Extraction of Bio-oils from Microalgae // Separation & Purification Reviews. 2011. V. 38, no. 4. P. 291-325.
7. Daggett D. et al. Alternative Fuels and Their Potential Impact on Aviation. ICAS-2006-5.8.2, Hamburg, Germany, 2006.
8. Daggett D. et al. Alternative Fuels for Use in Commercial Aircraft. ISABE-2007-1196, Peking, China, 2007.
9. Din En ISO 14044 Umweltmanagement - Ökobilanz-Anforderungen und Anleitung. Deutsches Institut für Normung e.V., 2006.
10. Frey W. et al. Konditionierung von Mikroalgen mit gepulsten elektrischen Feldern für die energetische Nutzung. Sustainable BioEconomy, 2011.
11. Gea westfalia separator group: Separation Technology for Algae Production. GEA Mechanical Equipment GmbH, Deutschland, 2012.
12. Göttel M. et al. Influence of Pulsed Electric Field (PEF) Treatment on the Extraction of Lipids from Microalgae *Auxenochlorella protothecoides* // IEEE International Conference on Plasma Science, 2011.
13. Graham L.E. et al. Algae. New Jersey: Prentice-Hall Inc., 2000. 640 p.
14. Grundfos: Pumpenhandbuch, 2004.
15. International air transport association: Report on Alternative Fuels. www.iata.org, 2008.
16. Jorquera O. et al. Comparative Energy Life-Cycle Analyses of Microalgal Biomass Production in Open Ponds and Photobioreactors // Bioresource Technology. 2010. V. 101, no. 4. P. 1406-1413.
17. Kadam K.L. Environmental Implications of Power Generation via Coal-Microalgae Cofiring // Energy. 2002. V. 27, no. 10. P. 905-922.
18. Manish S. et al. Sustainable Analysis of Renewables for Climate Change Mitigation // Energy for Sustainable Development. 2006. V. 10, no. 4. P. 25-36.
19. PE International: Gabi Software: manual, 2012.
20. Peralisi: Vertikale Tellerseparatoren. StampaNova, Jesi (AN), Italy, 2000.
21. Connelly R. et al. Second-Generation Biofuel from High-Efficiency Algal-Derived Biocrude // Bioenergy Research: Advances and Applications. 2008. P. 153-170.
22. Sheehan J. et al. A Look back at the U.S. Department of Energy's and Aquatic Species Program: Biodiesel from Algae. Close-Out Report, Golden, Colorado, USA: National Renewable Energy Laboratory, 1998.

About the authors

Gehrer Manuela, Research Associate, Institute of planetology, University of Stuttgart, Germany. Area of Research: aircraft engines, biofuels, renewable energy.

Seyfried Hartmut, Doctor of Science, Professore, Institute of planetology, University of Stuttgart, Germany. E-mail: stephan.staudacher@ila.uni-stuttgart.de. Area of

Research: aircraft engines, biofuels, renewable energy.

Staudacher Stephan, Doctor of Science, Professore, Institute of Aircraft Propulsion Systems (ILA), University of Stuttgart, Germany. E-mail: stephan.staudacher@ila.uni-stuttgart.de. Area of Research: aircraft engines, biofuels, renewable energy.

ОЦЕНКА ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ЦЕПОЧКИ БИОМАСС ИЗ НАСЫЩЕННЫХ ЖИРАМИ МИКРОВОДОРОСЛЕЙ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ АВИАЦИОННОГО БИОТОПЛИВА

© 2014 М. Герер, Х. Сейфрид, С. Штаудахер

Институт авиационных двигателей Университета Штутгарта, Германия

В настоящее время прилагаются значительные усилия для создания авиационного биотоплива из микроводорослей, абсолютно взаимозаменяемого с традиционным видами авиационных топлив. Эти действия осуществляются, чтобы не использовать для этих целей продукты питания. Синтетическое биотопливо из биомассы с высоким содержанием жировых компонентов изготавливается по следующей технологической цепочке: выращивание культур, сбор урожая, извлечение сырьевой базы, переработка её в топливо. Это исследование посвящено технологическому циклу производства топлива, полученного культивированием водорослей *Auxenochlorella protothecoides* в пресной воде и сосредоточено на культивировании культуры в открытых водоёмах, а также на последовательности действий в ходе сбора сырья, таких как: предварительное обогащение, электропорация и обезвоживание. Топливо-энергетический баланс и воздействие на окружающую среду анализируется при помощи программного пакета GaVi и базы данных. Главная цель работы заключается в выявлении факторов и процессов, оказывающих наибольшее влияние как на экологическую составляющую, так и на энергетический баланс. Так для производства одного килограмма обезвоженной биомассы из водорослей с высоким содержанием жировых компонентов (кг сухого вещества) требуется затратить 118,56 МДж энергии. Потребление энергии распределяется следующим образом: 71,7% расходуется в процессе роста микроорганизмов к колбам Эрленмейера и в барботирующих ферментёрах, 15,5% используется для выращивания в каналах водоёма и 12,8% потребляется для предварительного обогащения, электропорации и обезвоживания. Преобразуя величины в соотношение суммарной энергии (NER), получили значение 0,266, а в CO₂ эквиваленте получили 6,45 кг CO₂ на кг сухого вещества. Полученные значения хуже аналогичных зависимостей для керосина (NER = 0,867; 0,384 кг CO₂ на кг керосина). Производство может быть оптимизировано благодаря использованию требуемой энергии из возобновляемых источников, таких, например, как гидроэлектростанции (NER = 0,545; 1,27 кг CO₂ на кг сухого вещества). В этом случае суммарная величина энергии на входе должна быть скорректирована при использовании возобновляемых источников, приводящих NER к 3,04. Тем не менее, оценка CO₂ эквивалента на килограмм сухого вещества остаётся по-прежнему неблагоприятно высокой в сравнении с керосином. Основной причиной столь существенного различия является использование чистой лабораторной воды и удобрений.

Биотопливо, микроводоросли, топливо-энергетический баланс, электропорация, возобновляемая энергия.

Информация об авторах

Герер Мануэла, научный сотрудник, Институт авиационных двигателей (ILA), Университет Штутгарта, Германия. Область научных интересов: авиационные

двигатели, биотопливо, возобновляемая энергия.

Сейфрид Хартмут, доктор наук, профессор, Институт планетологии,

Университет Штутгарта, Германия.
Область научных интересов: авиационные двигатели, биотопливо, возобновляемая энергия.

Штаудахер Стефан, доктор наук, профессор, Институт авиационных

двигателей (ILA), Университет Штутгарта, Германия. E-mail: stephan.staudacher@ila.uni-stuttgart.de. Область научных интересов: авиационные двигатели, биотопливо, возобновляемая энергия.

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

№5 (47)
Часть 1
2014

Корректор **Паровой Ф. В., Безрукова Е. И.**
Компьютерная вёрстка **Холодкова Г. В., Паровой Ф. В., Паровой Е.Ф.**

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 с одной стороны листа формата А4 в режиме качественной печати, а также в электронном виде на отдельном носителе (CD, DVD). Каждый экземпляр должен быть подписан всеми авторами и вместе с комплектом документов (см. п. 7) отправлен на адрес редакции журнала «Вестник СГАУ»: 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, СГАУ, ком. 212а, корп. 3А. Тел.: (846) 267-48-41; e-mail: vest@ssau.ru.

2. Текст статьи представляется в формате Microsoft Word, подготовленный по следующим требованиям:

- объём статьи – до 10 страниц формата А4;
- поля текста – по 2,5 см с каждой стороны;
- шрифты – Times New Roman, Symbol;
- междустрочный интервал – одинарный;
- отступ первой строки абзаца – 1 см;
- выравнивание – по ширине страницы;
- страницы должны быть пронумерованы.

Имя файла определяется по фамилии первого автора: **Иванов.doc**.

Замена буквы «ё» на букву «е» в тексте недопустима.

3. Допускается наличие рисунков, формул и таблиц по тексту.

3.1. Рисунки размещаются как в самом тексте статьи, так и в отдельных файлах. 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; располагается под рисунком, выравнивание – по центру, курсив, кегль – 10 пт. Для ссылки на рисунок по тексту статьи следует использовать сокращение, например, рис. 1.

3.2. Для набора математических выражений и формул следует использовать Microsoft Equation 3.0 (и выше) или MathType по следующим требованиям:

- буквы латинского алфавита - Times New Roman; курсив, кегль 12 пт;
- буквы греческого алфавита - Symbol; курсив, кегль 12 пт;

Все специальные символы в тексте статьи должны выполняться в математическом редакторе. **Не допускается применение в тексте вставных символов Microsoft Word при наборе математических выражений и формул.**

Формулы следует печатать с новой строки; нумерация формул осуществляется в порядке следования по тексту статьи. Нумеровать следует только формулы, на которые в тексте делаются ссылки. Номер формулы и ссылка на неё в тексте обозначается числом в круглых скобках: (1), (2), (3). Допускается разбивка длинных формул на строки; длина формулы в строке строго ограничена – 80 мм.

3.3. Заголовок таблицы начинается со слова «Таблица» и номера по порядку; располагается над таблицей, выравнивание – по левому краю, кегль – 10 пт. Для ссылки на таблицу по тексту статьи следует использовать сокращение, например, табл. 1.

Обязательно наличие подрисуночных подписей и подписей к таблицам.

4. Аннотация к статье (на русском и английском языках) должна быть информативной (не содержать общих слов), содержательной (отражать основное

содержание статьи и результаты исследований), структурированной (следовать логике описания результатов в статье). Авторское резюме должно описывать основные цели исследования; объяснить методику проведения исследования (без методологических деталей); суммировать наиболее важные результаты и их важность. Рекомендуемый объём аннотации – 150-250 слов.

Аннотация не должна содержать ссылок на литературу и аббревиатуры (если возможно).

Аннотация на английском языке должна содержать англоязычную специальную терминологию по тематике публикации.

5. Библиографический список приводится на русском и английском языках отдельными списками. Требования к оформлению библиографических ссылок учитывают правила ГОСТ 7.0.5-2008.

Литературные источники располагаются в порядке их использования по тексту статьи в виде нумерованного списка. Ссылки на литературные источники в тексте приводятся в квадратных скобках и отделяются запятыми или тире, например, [1-3], [1,2,5].

5.1. Библиографический список на английском языке (References) должен полностью повторять структуру русскоязычного списка. Рекомендуемая схема описания русскоязычных публикаций на английском языке:

- авторы (транслитерация);
- перевод заглавия статьи на английский язык (для русскоязычных книг и монографий название приводится в транслитерации, далее перевод на английский язык в квадратных скобках);
- название русскоязычного источника (транслитерация или английский вариант, если таковой имеется);
- перевод названия источника на английский язык в квадратных скобках (для журналов можно не делать);
- выходные данные с обозначениями на английском языке (том – V., № – no., C. – P.);
- указание на язык статьи (In Russ.) после описания статьи.

5.2. Если русскоязычная публикация имеет переводной вариант (на английском языке), то в английской части библиографии приводятся переводные данные публикации.

5.3. Включение в библиографический список неопубликованных материалов не допускается.

6. В каждой статье должны быть указаны следующие данные **на русском и английском языках** (по структуре оформления рукописи):

- УДК (при необходимости MSC);
- название статьи (12 пт, все буквы прописные жирное начертание);
- инициалы, фамилия автора(ов) (12 пт);
- название организации, город, страна;
- аннотация (10 пт);
- ключевые слова (каждое ключевое слово или словосочетание отделяется от другого запятой или точкой с запятой) (10 пт, курсив);
- текст статьи (12 пт) (допускается разбиение текста на разделы: Введение, ..., Заключение);
- библиографический список (References) (заголовки 12 пт, жирное начертание);
- информация об авторах: учёная степень, учёное звание, должность (с указанием подразделения), организация; электронная почта (e-mail); область научных интересов.

6.1. Если авторы работают в разных организациях, то принадлежность указывается с помощью надстрочного знака: ^{1, 2}. Если авторы работают в одной организации, оцифровка индексами фамилий и организации не требуется.

6.2. Англоязычный блок, содержащий название статьи, ФИО авторов, наименование организации, аннотацию, ключевые слова, библиографический список, информацию об авторах, приводится отдельным разделом после информации об авторах на русском языке.

7. К тексту статьи прилагается комплект сопроводительных документов:

- направление организации (если авторы не являются сотрудниками СГАУ) на фирменном бланке, подписанное её руководителем или заместителем по научной работе, заверенное печатью;
- отзыв специалиста по научному направлению статьи (не являющегося сотрудником подразделения, где работают авторы));
- акт экспертизы о возможности опубликования в открытой печати;
- контактная информация: фамилия, имя, отчество (полностью) на каждого автора; адрес для переписки и телефон (не публикуются в журнале).

8. Статьи, не отвечающие перечисленным требованиям, к рассмотрению не принимаются. Рукописи и сопроводительные документы не возвращаются. Датой поступления рукописи считается день получения редакцией окончательного текста.

9. При подготовке аннотации и оформлении библиографического списка на английском языке рекомендуется использовать следующие методические материалы:

Кириллова О.В. Редакционная подготовка научных журналов по международным стандартам. М., 2013. 90 с.,

(http://shkola.neicon.ru/images/documents/1_kirillovaredprep_2013.pdf)

- раздел 3.3 – «Авторское резюме и ключевые слова на английском языке»;
- раздел 3.4 – «Списки литературы в латинице - References».

УДК 535.42

ФОРМИРОВАНИЕ СВЕТОВЫХ ШАРОВ НА ОСНОВЕ ВСТРЕЧНОЙ ИНТЕРФЕРЕНЦИИ ОСТРОСФОКУСИРОВАННЫХ ПУЧКОВ С РАЗЛИЧНОЙ ПОЛЯРИЗАЦИЕЙ

© 2013 С. Н. Хонина, А. В. Устинов

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

Рассмотрено формирование сферических распределений интенсивности на основе встречной интерференции острогофокусированных вихревых пучков с различной поляризацией. Формирование трёхмерных распределений осуществляется простым способом с помощью оптимизации ширины и положения одной кольцевой диафрагмы. Для узкой диафрагмы оптимальные параметры вычисляются аналитически, а для широкой диафрагмы – дополнительно численно корректируются. Показано, что в зависимости от поляризации, порядка вихревой сингулярности и дополнительного фазового набег в одном из пучков можно формировать как цельные, так и полые световые шары субволнового радиуса, состоящие из различных компонентов электрического поля.

(Текст аннотации)

Острая фокусировка, встречная интерференция, трёхмерное субволновое распределение интенсивности, поляризация, вихревая фазовая функция.

Формирование заданных трёхмерных распределений интенсивности острогофокусированного лазерного излучения актуально в задачах оптического захвата и манипулирования, микроскопии и записи данных.

(Текст статьи)

Библиографический список

1. Хонина С.Н., Вологовский С.Г. Управление вкладом компонент векторного электрического поля в фокусе высокоапертурной линзы с помощью бинарных фазовых структур // Компьютерная оптика. 2010. Т. 34, №1. С. 58-68.
2. Хонина С.Н., Устинов А.В. Формирование тонкой световой трубки при острой фокусировке азимутально-поляризованного излучения // Изв. Самар. науч. центра РАН. 2012. Т. 14, № 6. С. 279-284.
3. Sheppard C.J.R., Gong W., Si K. Polarization effects in 4Pi microscopy. // Micron. – 2011. V. 42. P. 353–359.
4. ...

Информация об авторах

Хонина Светлана Николаевна, доктор физико-математических наук, профессор кафедры технической кибернетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: khonina@smr.ru. Область научных интересов: сингулярная оптика, дифракционная оптика, оптический анализ изображений.

Устинов Андрей Владимирович, аспирант кафедры технической кибернетики, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: andr@smr.ru. Область научных интересов: дифракционная оптика, разработка программ оптического моделирования, обработка изображений.

FORMATION OF LIGHT BALLS ON THE BASIS OF INTERFERENCE OF ONCOMING FINE-FOCUSED BEAMS WITH DIFFERENT POLARIZATIONS

© 2013 S. N. Khonina, A. V. Ustinov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper deals with the formation of spherical intensity distributions on the basis of the interference of oncoming fine-focused vortex beams with different polarization. The formation of three-dimensional distributions is accomplished in a simple way by optimizing the width and position of a single annular diaphragm. The optimum parameters are analytically estimated for a narrow ring aperture, while those for a broad diaphragm are further numerically corrected. It is shown that, depending on the polarization, the order of the vortex singularity and an additional phase advance in one of the beams both solid and hollow light balls of a subwavelength radius consisting of different components of the electric field can be formed.

(Text of abstract)

Sharp focusing, interference of oncoming beams, three-dimensional subwavelength intensity distribution, polarization, vortex phase function.

References

1. Khonina S.N., Volotovskiy S.G. Control by contribution of components of vector electric fields in focus of a high-aperture lens by means of binary phase structures // *Computer Optics*, 2010. V. 34, no. 1. P. 58-68. (In Russ.)
2. Khonina S.N., Ustinov A.V. Forming of the thin light tube at sharp focusing of azimuthally-polarized radiation // *Izv. SNC RAN*, 2012. V. 14, no 6. P. 279-284. (In Russ.)
3. Sheppard C.J.R., Gong W. Si K. Polarization effects in 4Pi microscopy // *Micron*, 2011. V. 42. P. 353–359.
4. ...

About the authors

Khonina Svetlana Nikolaevna, Doctor of Science (Physics and Mathematics), Professor of the Department of Technical Cybernetics, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: khonina@smr.ru. Area of research: singular optics, diffractive optics, optical image processing.

Ustinov Andrey Vladimirovich, Postgraduate Student of the Department of Technical Cybernetics, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: andr@smr.ru. Area of research: diffractive optics, software design for optical modeling, image processing.