

# ВЕСТНИК

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

№ 5 (47)

Часть 4

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 4  
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](mailto:vest@ssau.ru)

## СОДЕРЖАНИЕ

---

---

<b>ФОРМИРОВАНИЕ РАЗБРОСА РЕЗОНАНСНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В РАБОЧИХ КОЛЁСАХ С НЕИДЕНТИЧНЫМИ ЛОПАТКАМИ И СЛАБОЙ СВЯЗАННОСТЬЮ КОЛЕБАНИЙ</b> <i>А.И. Ермаков, А.В. Урлапкин, Д.Г. Федорченко</i>	9
<b>ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПРОЖЕКТОРА В ПРОГРАММНОЙ СРЕДЕ ANSYS</b> <i>С.Р. Абульханов</i>	14
<b>ОБЪЕДИНЁННАЯ ДВИГАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА НА КИСЛОРОДНО-УГЛЕВОДОРОДНОМ ТОПЛИВЕ ДЛЯ РАЗГОННОГО БЛОКА СРЕДНЕЙ РАЗМЕРНОСТИ</b> <i>Д.С. Лупяк, А.А. Смоленцев, Б.А. Соколов, Е.Н. Туманин, Н.Н. Тупицын</i>	21
<b>ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ОБРАЗЦОВ ИЗ СТАЛИ 40Х ПО ОСТАТОЧНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ ОБРАЗЦА-СВИДЕТЕЛЯ</b> <i>В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, В.К. Шадрин, Н.А. Сургутанов, П.А. Шляпников</i>	29
<b>ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОЙ ДИССИПАЦИИ АРГОНА, ПРОПАНА И ЭТАНА НА ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРИСТОЙ ПЛАСТИНЫ</b> <i>Б.Е. Байгалиев, А.Г. Тумаков, Е.А. Тумаков, А.И. Ибрагимов</i>	37
<b>ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЗАКОНА ДАРСИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ И РАЗРАБОТКАХ ЛОПАТОК ГИБРИДНОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ВОЗДУШНО-КОСМИЧЕСКОГО САМОЛЁТА</b> <i>Б.Е. Байгалиев, А.Г. Тумаков, Е.А. Тумаков</i>	41
<b>СОЗДАНИЕ ИНФОРМАЦИОННО-ПОИСКОВОЙ СИСТЕМЫ ПО ВЫБОРУ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА В ПРОИЗВОДСТВЕ ДЕТАЛЕЙ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ</b> <i>А.П. Шулепов, А.В. Мещеряков, Е.А. Рамзаева</i>	51
<b>ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРФОРИРОВАННЫХ ОБШИВОК ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ СОТОВЫХ ПАНЕЛЕЙ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ</b> <i>М.В. Молод</i>	62
<b>ЛАЗЕРНЫЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ УГЛОВОГО ПОЛОЖЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ</b> <i>В.И. Мордасов В.И., Н.А. Сазонникова, А.С. Нонин</i>	63
<b>ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАТЕРИАЛА В УСЛОВИЯХ МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ И ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ</b> <i>С.А. Букатый, А.А. Округин</i>	72

<b>ЭФФЕКТИВНОСТЬ СЛОЖНЫХ ЦИКЛОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С РАЗНОЙ СТЕПЕНЬЮ ПОДОГРЕВА В ПЕРВОЙ И ВТОРОЙ СТУПЕНЯХ</b> <i>В.А. Иванов</i>	78
<b>ЭФФЕКТИВНОСТЬ СЛОЖНЫХ ЦИКЛОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С ОТБОРОМ ВОЗДУХА НА ОХЛАЖДЕНИЕ МЕЖТУРБИННОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ</b> <i>В.А. Иванов</i>	84
<b>ЗАВИСИМОСТЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН СТИРЛИНГА ОТ ВНЕШНИХ И ВНУТРЕННИХ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН</b> <i>В.Н. Белозерцев</i>	90
<b>РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВСТРОЕННЫМИ ВИХРЕВЫМИ ТРУБАМИ</b> <i>С.В. Веретенников, С.Н. Баринов</i>	95
<b>РАССМОТРЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ ВЕРНЬЕРНОГО ЭЛЕКТРОРАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ</b> <i>Б.Е. Байгалиев, А.В. Черноглазова, Е.А. Тумаков, С.В. Темникова</i>	103
<b>РАЗРАБОТКА КАМЕРЫ РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ МАЛОЙ ТЯГИ НА КИСЛОРОДНО-ВОДОРОДНОМ ТОПЛИВЕ</b> <i>В.Л. Салич</i>	107
<b>ПОВЫШЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ЛОПАТОК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТЕРМОПЛАСТИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ</b> <i>А.В. Карпов</i>	113
<b>МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНУТРИКАМЕРНЫХ ПРОЦЕССОВ В КИСЛОРОДНО-ВОДОРОДНОМ РАКЕТНОМ ДВИГАТЕЛЕ МАЛОЙ ТЯГИ</b> <i>С.Д. Ваулин, В.Л. Салич</i>	121
<b>ЙОД КАК АЛЬТЕРНАТИВНОЕ РАБОЧЕЕ ТЕЛО ЭЛЕКТРОРАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ</b> <i>В.Г. Островский, А.А. Смоленцев, П.А. Щербина</i>	131
<b>МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ АЛЮМИНИЕВЫХ СЛИТКОВ НА ОСНОВЕ РЕГУЛИРУЕМОГО КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА</b> <i>А.С. Горшенин, В.Е. Кривошеев</i>	137
<b>ИССЛЕДОВАНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ МАЛОЦИКЛОВОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ УРАВНЕНИЯ МЭНСОНА</b> <i>А.М. Портер, С.А. Букатый, Д.П. Лёшин</i>	142

<b>ОЦЕНКА СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ УЧАСТКОВ ЛИНЕЙНОЙ ЧАСТИ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ С КОЛОНИЕЙ КОРРОЗИОННЫХ ТРЕЩИН</b>	
<i>В.А. Субботин, И.В. Щербо, С.А. Холодков, М.Г. Гиорбелидзе</i>	151
<b>РАСЧЁТ ВОЗБУЖДАЮЩЕЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ НА ЛОПАТКУ КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, НАХОДЯЩУЮСЯ В ПОЛЕ НЕРАВНОМЕРНОГО ГАЗОВОГО ПОТОКА</b>	
<i>А.И. Ермаков, А.О. Шкловец, Д.Г. Федорченко</i>	158
<b>РАСЧЁТ ВТУЛОЧНЫХ ФИЛЬТРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ МАТЕРИАЛА МР</b>	
<i>А. М. Жижкин, Г.В. Лазуткин, Т.В. Волкова</i>	166
<b>ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ КОЛЕБАНИЙ ОБОЛОЧКИ</b>	
<i>Д.С. Лежин, О.В. Нагурная, Е.В. Никулин, Д. Верняно</i>	175
<b>ОБ ОПЫТЕ РАЗРАБОТКИ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ 11Д58МФ</b>	
<i>А.А. Смоленцев</i>	184

## CONTENTS

---

---

<b>FORMATION OF SPREAD IN RESONANCE STRESSES IN BLADED DISKS WITH NON-IDENTICAL BLADES AND LOOSE VIBRATION CONECTEDNESS</b> <i>A.I. Ermakov, A.V. Urlapkin, D.G. Fedorchenko</i>	9
<b>OPTIMIZATION OF THE DESIGN OF A RAILWAY SEARCHLIGHT IN THE ANSYS SOFTWARE ENVIRONMENT</b> <i>S.R. Abulkhanov</i>	14
<b>11D58MF COMBINED PROPULSION UNIT OPERATING ON OXYGEN-HYDROGEN FUEL FOR AN AVERAGE-SIZED BOOSTER</b> <i>D.S. Lupyak, A.A. Smolentsev, B.A. Sokolov, E.N. Tumanin, N.N. Tupitsin</i>	21
<b>ASSESSING THE INFLUENCE OF SURFACE HARDENING ON THE ENDURANCE LIMIT OF SPECIMENS MADE OF STEEL 40X USING RESIDUAL STRESSES OF REFERENCE SPECIMEN</b> <i>V.P. Sazanov, V.S. Vakuljuk, V.K. Shadrin, N.A. Surgutanov, P.A. Shlyapnikov</i>	29
<b>INFLUENCE OF ARGON, PROPANE AND ETHANE VISCOUS DISSIPATION ON THE THERMAL STATE OF A POROUS PLATE</b> <i>B.E. Baigaliev, A.G. Tumakov, E.A. Tumakov, A.I. Ibragimov</i>	37
<b>PECULIARITIES OF APPLYING DARCY'S LAW IN RESEARCH AND DEVELOPMENT OF HYBRID ENGINE BLADES FOR AN ADVANCED AEROSPACE PLANE</b> <i>B.E. Baigaliev, A.G. Tumakov, E.A. Tumakov</i>	41
<b>CREATION OF A DATA RETRIEVAL SYSTEM FOR CHOOSING THE OPTIMAL CUTTING TOOL IN MANUFACTURING OF AIRCRAFT ENGINE PARTS</b> <i>A.P. Shulepov, A.V. Meshcheryakov, E.A. Ramzaeva</i>	51
<b>SPECIFYING PERFORATED SKIN PARAMETERS IN MANUFACTURING HONEYCOMB PANELS OF SOUNDPROOF STRUCTURES</b> <i>M.V. Molod</i>	56
<b>LASER MEASUREMENT SYSTEMS FOR STRUCTURAL ELEMENTS' SPACING CHECK</b> <i>V.I. Mordasov, N.A. Sazonnikova, A.S. Nonin</i>	63
<b>STUDY OF CYCLE LIFE OF A MATERIAL IN CONDITIONS OF LOW-CYCLE FATIGUE AND LONG TOUGHNESS</b> <i>S.A. Bukatyi, A.A. Okrugin</i>	72
<b>EFFECTIVE OF COMPLEX CYCLES OF A GAS TURBINE UNIT VARYING DEGREES OF HEATING IN THE FIRST AND SECOND STAGES</b> <i>V.A. Ivanov</i>	78

<b>EFFICIENCY OF COMPLEX CYCLES OF GAS TURBINE UNITS WITH AIR BLEED FOR THE COOLING OF INTERMEDIATE COMBUSTION CHAMBERS</b>	84
<i>V.A. Ivanov</i>	
<b>DEPENDENCE OF ENERGY CHARACTERISTICS OF STIRLING GAS REFRIGERATING MACHINES ON EXTERNAL AND INTERNAL PARAMETRIC VALUES</b>	90
<i>V.N. Belozertcev</i>	
<b>DEVELOPMENT OF THE CONSTRUCTION OF A GAS TURBINE ENGINE VANE WITH BUILT-IN VORTEX TUBES</b>	95
<i>S.V. Veretennikov, S.N. Barinov</i>	
<b>EXAMINATION OF THE THEORETICAL POSSIBILITY OF CREATING A VERNIER ELECTROJET ENGINE</b>	103
<i>B.E. Baigaliev, A.V. Chernoglazova, E.A. Tumakov, S.V. Temnikova</i>	
<b>DEVELOPMENT OF A THRUSTER CHAMBER OPERATING ON OXYGEN-HYDROGEN FUEL</b>	107
<i>V.L. Salich</i>	
<b>INCREASING WEAR RESISTANCE OF GAS TURBINE ENGINE BLADES ON THE BASIS OF IMPROVING THE PROCESS OF THERMOPLASTIC HARDENING</b>	113
<i>A.V. Karpov</i>	
<b>MODELING OF INTRACHAMBER PROCESSES IN AN OXYGEN-HYDROGEN THRUSTER</b>	121
<i>S.D. Vaulin, V.L. Salich</i>	
<b>IODINE AS AN ALTERNATIVE PROPELLANT FOR ELECTROJET ENGINES</b>	131
<i>V.G. Ostrovskiy, A.A. Smolentsev, P.A. Scherbina</i>	
<b>MATHEMATICAL MODELING AND INVESTIGATION OF THE PROCESS OF THERMAL TREATMENT OF ALUMINUM INGOTS ON THE BASIS OF REGULATED CONVECTIVE HEAT TRANSFER</b>	137
<i>A.S. Gorshenin, V.E. Krivosheev</i>	
<b>RESEARCH OF THE VALIDITY OF FORECASTING LOW CYCLE DURABILITY OF GAS TURBINE ENGINE PARTS BASED ON MANSON'S EQUATIONS</b>	142
<i>A.M. Porter, S.A. Bukatyi, D.P. Leshin</i>	
<b>ESTIMATION OF STATIC STRENGTH OF SECTIONS OF THE LINEAR PIPELINE PORTION WITH A COLONY OF CORROSION FINE CRACKS</b>	151
<i>V.A. Subbotin, I.V. Scherbo, S.A. Kholodkov, M.G. Giorbelidze</i>	

<b>CALCULATION OF EXCITING AERODYNAMIC LOAD ON A GAS TURBINE ENGINE COMPRESSOR BLADE INDUCED BY THE EFFECT OF A NON-UNIFORM GAS FLOW</b>	
<i>A.I. Ermakov, A.O. Shklovets, D.G. Fedorchenko</i>	<i>158</i>
<b>CALCULATION OF SLEEVE-SHAPED FILTER ELEMENTS MADE OF THE MR MATERIAL</b>	
<i>A.M. Zhizhkin, G.V. Lazutkin, T.V. Volkova</i>	<i>166</i>
<b>EXPERIMENTAL STUDIES OF SHELL VIBRATIONS</b>	
<i>D.S. Lezhin, O.V. Nagurnaya, E.V. Nikulin, D. Vergnano</i>	<i>175</i>
<b>EXPERIENCE IN THE DEVELOPMENT OF 11Д58МΦ LIQUID ROCKET ENGINES</b>	
<i>A.A. Smolentsev</i>	<i>184</i>



УДК 621.45.026.8

## ФОРМИРОВАНИЕ РАЗБРОСА РЕЗОНАНСНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В РАБОЧИХ КОЛЁСАХ С НЕИДЕНТИЧНЫМИ ЛОПАТКАМИ И СЛАБОЙ СВЯЗАННОСТЬЮ КОЛЕБАНИЙ

©2014 А.И. Ермаков<sup>1</sup>, А.В. Урлапкин<sup>1</sup>, Д.Г. Федорченко<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)

<sup>2</sup>ОАО «Металлист-Самара»

Рассмотрены вынужденные колебания рабочих колёс с неидентичными лопатками и слабой связанностью колебаний на примере модельного рабочего колеса. Показано, что такие колёса в отдельных частотных диапазонах утрачивают основные признаки, свойственные системам с малым отклонением от поворотной симметрии. Это приводит к качественному изменению характера их колебаний от действия возбуждающих гармоник. Иным становится механизм формирования в них разброса резонансных напряжений. Установлено, что результирующие колебания в колёсах с расстройкой и слабой связанностью являются суперпозицией колебаний по нескольким последовательно возбуждаемым формам одного семейства, число которых может доходить до числа, ограниченного порядком симметрии системы, происходящих в частотном диапазоне, зависящем от точности изготовления лопаток.

*Модельное рабочее колесо, гармонический анализ, бегущие волны, расстройка, связанность колебаний, искажение форм.*

Рабочие колёса газотурбинных двигателей (ГТД) номинально представляют собой упругие системы, обладающие поворотной симметрией с порядком  $S$ , равным числу лопаток. В их реальных конструкциях из-за наличия в производстве допусков на изготовление данная симметрия нарушается. Общепринято считать, что отмеченное нарушение является малым, даже если расстройка парциальных собственных частот колебаний лопаток по первой изгибной форме составляет значительную величину. При малом отклонении от поворотной симметрии резонанс в рабочих колёсах реализуется в виде суперпозиции колебаний по парным формам с расщепившимися кратными частотами [1, 2]. Это приводит к тому, что максимальные динамические напряжения, определяемые в сходственных точках лопаток, могут существенно отличаться (разброс резонансных напряжений) и достигаются на различных угловых скоростях вращения ротора.

Расчётные исследования позволили выявить существование сильного искажения собственных форм у натуральных рабочих колёс при наличии у последних сла-

бой связанности колебаний лопаток. Искажённая собственная форма одного из колёс компрессора двигателя НК-12 приведена на рис. 1. На рисунке:  $\bar{q}_\Sigma$  – суммарная амплитуда линейных смещений в направлении оси модельного колеса;  $N$  – номер лопатки; цифры на графике соответствуют значениям некоторых собственных парциальных частот лопаток.

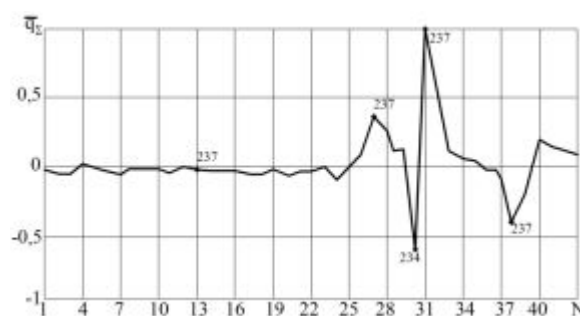


Рис. 1. Форма колебаний рабочего колеса 4-ой ступени компрессора двигателя НК-12

При колебаниях по данной форме существенные относительные амплитуды имеют лишь несколько лопаток из общего числа, максимальные смещения остальных из них имеют значительно меньшую величину. Собственные формы рабочих

колёс, имеющие такую степень искажения, названы локализованными. Локализованные формы нельзя характеризовать числом узловых диаметров. Они не являются ортогональными ни к одной из возбуждающих гармоник. Их наличие приводит к качественному изменению вынужденных колебаний рабочих колёс в частотных диапазонах, где такие формы существуют. Исследование данного вопроса является целью настоящей работы.

Исследования выполнялись на модельном рабочем колесе, описанном в [3]. При проведении исследований изменение связанности колебаний лопаток осуществлялось за счёт увеличения толщины диска  $h$ . Возбуждение колебаний в модельном колесе выполнялось нагрузкой в виде сосредоточенных по сходственным узлам сил, совершающих гармонические колебания. Амплитуды и фазы колебаний сил задавались такими, что в целом нагрузка представляла собой цепь  $m_b$  назад бегущих волн.

Изменение толщины диска позволило в широких пределах варьировать связанностью колебаний лопаток вплоть до её практического исчезновения [3]. Точно установлено, что связанность колебаний существенно влияет на искажение собственных форм. С уменьшением связанности оно нарастает. Сильно искажённые формы в качестве составляющих содержат практически все разрешённые порядком симметрии гармоники, амплитуды которых сопоставимы по величине. Такие формы в общем случае не являются ортогональными ни к одной из возбуждающих гармоник. Поэтому колебания по ним рабочего колеса могут происходить от действия любой из таких возбуждающих гармоник.

На рис. 2 показано распределение относительных максимальных амплитуд напряжений ( $\bar{\sigma}$ ) при возбуждении колебаний исходной конструкции 3-ей гармоникой. Цифры на рисунке соответствуют тем частотам, на которых у каждой из лопаток была достигнута максимальная амплитуда колебаний.

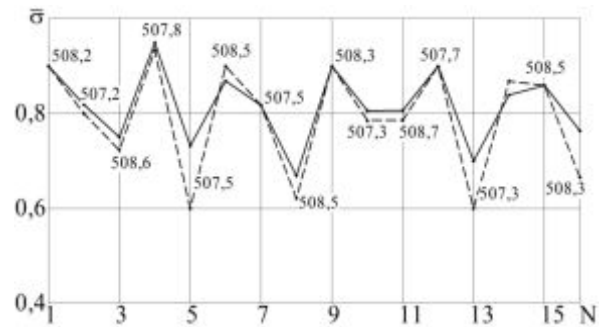


Рис. 2. Разброс резонансных напряжений, возникающий от действия на исходную модель 3-ей возбуждающей гармоники

Из анализа приведённых на рисунке данных следует, что частотный диапазон, в котором достигаются максимальные амплитуды напряжений на каждой из лопаток, составляет 1,4 Гц.

Так как одна из парных форм с тремя узловыми диаметрами обладает частотой  $f_3^{(1)} = 507,3$  Гц, а другая -  $f_3^{(2)} = 508,7$  Гц, то в данном случае частотный диапазон полностью определяется суперпозицией парных форм. Пунктиром на рисунке приведено распределение резонансных напряжений, полученное с помощью коэффициента динамичности, который использовался для определения амплитуд напряжений при колебаниях по каждой из парных форм. Было принято, что искажённые парные формы возбуждаются с одинаковыми максимальными амплитудами и со сдвигом фаз во времени на четверть периода. Это позволило искать суперпозицию колебаний парных форм в виде

$$\bar{\sigma}_{\Sigma k} = \lambda_0 \sqrt{\left[ 1 - \left( \frac{p}{p_m^{(1)}} \right)^2 \right]^2 + \frac{\delta^2}{\pi^2} \left( \frac{p}{p_m^{(1)}} \right)^2} \sigma_k^{(1)} \cos(pt - \gamma^{(1)}) + \lambda_0 \sqrt{\left[ 1 - \left( \frac{p}{p_m^{(2)}} \right)^2 \right]^2 + \frac{\delta^2}{\pi^2} \left( \frac{p}{p_m^{(2)}} \right)^2} \sigma_k^{(2)} \sin(pt - \gamma^{(2)}), \quad (1)$$

$$\text{где } \gamma^{(1)} = \arctg\left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2 \frac{1}{1 - \left(p/p_m^{(1)}\right)^2};$$

$$\gamma^{(2)} = \arctg\left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2 \frac{1}{1 - \left(p/p_m^{(2)}\right)^2};$$

$\lambda_0$  - коэффициент, определяющий уровень возбуждения парных форм. Его величина определялась из условия, что максимальные суммарные напряжения  $\tilde{\sigma}_{\Sigma k \max}$  в лопаточном венце равны единице;

$\sigma_k^{(1)}, \sigma_k^{(2)}$  - амплитуды напряжений на k-ой лопатке при колебаниях по парным формам;

$\delta$  - логарифмический декремент колебаний;

$p_m^{(1)}, p_m^{(2)}$  - собственные частоты колебаний парных форм.

Выражение (1) учитывает возбуждение  $m_b$ -ой гармоникой только парных форм. Из рис. 2 видно достаточно хорошее совпадение распределения амплитуд резонансных напряжений, рассчитанных обоими способами.

При возбуждении 3-ей гармоникой модельного колеса с толщиной диска  $h=14$  мм максимальные амплитуды напряжений достигаются в более широком резонансном диапазоне, чем тот, который определяется собственными частотами соответствующих парных форм. Распределение резонансных амплитуд напряжений для этого случая приведено на рис. 3.

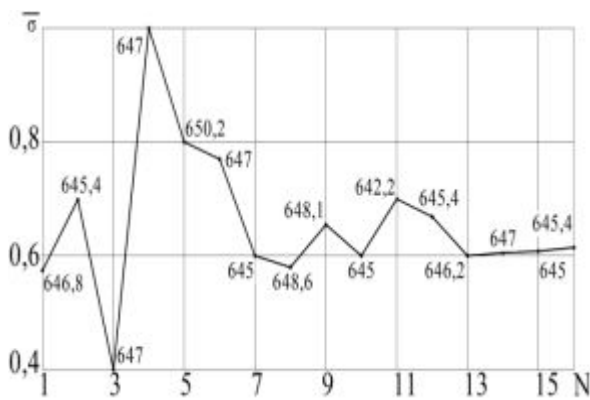


Рис. 3. Разброс резонансных напряжений, возникающий от действия на модель с толщиной диска  $h = 14$  мм 3-ей возбуждающей гармоники

Собственные частоты парных форм составляют соответственно  $f_3^{(1)} = 645$  Гц

и  $f_3^{(2)} = 648$  Гц. Отмеченное расширение произошло из-за лопатки под номером 5, на которой максимальные динамические напряжения были достигнуты на частоте 650,2 Гц. Объяснить полученный результат можно после рассмотрения одной из форм с числом узловых диаметров  $m = 4$ , имеющей наименьшую собственную частоту. Она значительно искажена и не является ортогональной к 3-ей гармонике. В частности, из её разложения в ряд Фурье видно, что амплитуда составляющей гармоники с  $m = 3$  в ней существенна. Кроме того, форма с  $m = 4$  имеет на 5-ой лопатке почти максимальную амплитуду колебаний. Всё это привело к тому, что уменьшение амплитуды колебаний 5-ой лопатки после прохождения резонансной частоты  $f_3^{(2)}$  компенсировалось её ростом из-за приближения к резонансной частоте  $f_4^{(1)}$ .

В результате уменьшение амплитуды суммарных колебаний 5-ой лопатки началось только после прохождения частоты  $f=650,2$  Гц. Таким образом, расширение резонансного диапазона произошло за счёт возбуждения 3-ей гармоникой колебаний по форме с  $m=4$ .

При воздействии на модельное колесо с толщиной диска  $h=14$  мм шестой возбуждающей гармоникой резонансный диапазон частот, в котором у лопаток достигаются максимальные динамические напряжения, составляет 19 Гц. Располагаясь на частотах 658...677 Гц, он связан с суперпозицией 9 форм ( $m=4...8$ ). Их собственные частоты приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Собственные частоты колебаний модели с толщиной диска 14 мм

m	0	1	2	3	4	5	6	7	8
$f_m^{(1)}$	606,0	592,4	612,0	645,0	657,1	663,5	667,4	672,2	677,0
$f_m^{(2)}$	-	597,0	615,8	648,0	660,0	665,6	669,9	676,4	-

Следует отметить, что для сильно искажённых форм число узловых диаметров является условным понятием. Оно даётся для наименования формы и указывает лишь на ту форму исходной конструкции, из которой она трансформировалась при уменьшении связанности колебаний. Распределение максимальных амплитуд напряжений показано на рис. 4. На этом же рисунке пунктиром нанесено распределение максимальных напряжений, полученное с помощью выражения (1). Из сравнения приведённых распределений видно, как они сильно отличаются.

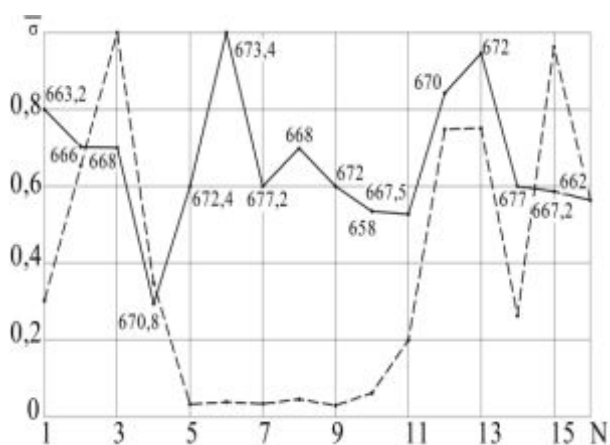


Рис. 4. Разброс резонансных напряжений, возникающий от действия на модель с толщиной диска  $h = 14$  мм 6-ой возбуждающей гармонике

Если связанность уменьшить ещё больше, например, сделать толщину диска  $h=28$  мм, то, как показали расчётные исследования, начиная с воздействия на колесо уже 4-ой возбуждающей гармоникой, резонансный диапазон формируется в результате суперпозиции всех 16 низших форм с  $m$  от 0 до 8.

Таким образом, при наличии слабой связанности резонанс рабочего колеса от действия любой возбуждающей гармоники происходит в некотором частотном диапазоне, в котором эта гармоника примерно в равной степени вызывает колебания по целой группе форм одного семейства. Ширина резонансного диапазона зависит от точности изготовления лопаток и может быть значительной. Соответственно меняется и механизм формирования разброса резонансных напряжений. Разброс в этом случае становится результатом суперпозиции колебаний большой группы последовательно возбуждаемых локализованных форм, вне зависимости от близости их собственных частот.

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

### Библиографический список

1. Иванов В.П. Колебания рабочих колёс турбомашин. М.: Машиностроение, 1983. 224 с.
2. Tobias S.A., Arnold R.N. The influence of dynamical imperfection on the vibration of rotating disks // Proceedings of the Institution of the mechanical engineers, 1957. 30 p.
3. Ермаков А.И., Урлапкин А.В., Федорченко Д.Г. Влияние связанности колебаний на собственные формы рабочего колеса с неидентичными лопатками // Вестник Самарского государственного аэрокосмического ун-та. 2014. № 5(47), ч. 3. С. 77-82.

### Информация об авторах

**Ермаков Александр Иванович**, доктор технических наук, профессор, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: статическая и динамическая прочность турбомашин.

**Урлапкин Александр Викторович**, инженер отраслевой научно-исследовательской лаборатории «Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-

mail:[urlapkin@gmail.com](mailto:urlapkin@gmail.com). Область научных интересов: статическая и динамическая прочность турбомашин.

**Федорченко Дмитрий Геннадьевич**, кандидат технических наук, доцент,

главный конструктор, ОАО «Металлист-Самара». Область научных интересов: статическая и динамическая прочность турбомашин.

## **FORMATION OF SPREAD IN RESONANCE STRESSES IN BLADED DISKS WITH NON-IDENTICAL BLADES AND LOOSE VIBRATION CONNECTEDNESS**

©2014 A.I. Ermakov<sup>1</sup>, A.V. Urlapkin<sup>1</sup>, D.G. Fedorchenko<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

<sup>2</sup>Joint-Stock Company «Metallist-Samara», Samara, Russian Federation

The paper discusses the forced vibrations of mistuned bladed disks and loose vibration connectedness on the example of the model disk. It is shown that such wheels in separate frequency bands are losing the main features characteristic of systems with a small deviation from rotational symmetry. This leads to a qualitative change in the nature of their oscillations about the exciting harmonics. Otherwise becomes a mechanism for the formation of these scatter resonant stresses. It is found that the resulting vibrations in the bladed disks with a mistuning and loose vibration connectedness are a superposition of vibrations in several successively excited forms one family, the number of which may be up to a number of limited order of symmetry of the system occurring in the frequency range, depending on the accuracy of the blades.

*Model bladed disk, harmonic analysis, moving wave, mistuning, oscillation connectedness, eigenvalue distortion.*

### **References**

1. Ivanov V.P. Kolebaniya rabochikh koles turbomashin [Vibrations of Bladed Disks in Turbomachinery]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 224 p.
2. Tobias S.A., Arnold R.N. The influence of dynamical imperfection on the vibration of rotating disks // Proceedings of the Institution of the mechanical engineers, 1957. 30 p.
3. Ermakov A.I., Urlapkin A.V., Fedorchenko D.G. Influence of vibration connectedness on eigenvalues of bladed disks with non-identical blades // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2014. No. 5(47), part 3. P. 77-82. (In Russ.)

### **About the authors**

**Ermakov Aleksandr Ivanovich**, Doctor of Science (Engineering), Professor, Samara State Aerospace University. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of Research: static and dynamic strength of turbomachinery.

**Urlapkin Aleksandr Viktorovich**, engineer of sectoral research laboratory "Vibration resistance and reliability of aeronautical products", Samara State Aerospace Universi-

ty. E-mail: [urlapkin@gmail.com](mailto:urlapkin@gmail.com). Area of Research: static and dynamic strength of turbomachinery.

**Fedorchenko Dmitriy Gennadevich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, chief designer of JSC «Metallist-Samara». Area of Research: static and dynamic strength of Turbomachinery.

УДК 629.423.1+621(628.946.11)

## ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПРОЖЕКТОРА В ПРОГРАММНОЙ СРЕДЕ ANSYS

© 2014 С.Р. Абульханов

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

В статье изложены результаты определения собственных частот конструкции прожектора электровоза серии ВЛ с помощью программной системы конечно-элементного анализа ANSYS. Для анализа виброустойчивости конструкции была разработана твёрдотельная модель прожектора, имеющая физико-технические параметры составляющих конструкции и геометрические размеры реального прожектора. В качестве источника света лобового фонаря использовались лампа накаливания и светодиода. Для светодиода сконструирован патрон из керамического материала, предотвращающего тепловые деформации подложки. Количество светодиодов было выбрано, исходя из светотехнических требований к осветительным приборам на Российской железной дороге. Анализ твёрдотельных моделей прожектора, используемого в качестве источника света лампы накаливания и светодиода, показал, что конструкция прожектора со светодиодами имеет вес на 900 граммов больший, чем прожектор с лампой накаливания. Полученные величины собственных частот были сопоставлены с частотами периодических вибраций, которые испытывает железнодорожный подвижной состав. Для частот вибраций, возможных на железнодорожных локомотивах, были определены деформации двух конструкций прожектора, которые показали, что недостатки присущи обеим конструкциям. При использовании в качестве источника света лампы накаливания собственные частоты конструкции способствуют разрушению колбы лампы, как на верхних, так и на низких частотах, присущих спектру вибраций локомотива. В случае использования светодиодов в прожекторе характер деформаций конструкции указывает на необходимость уменьшения массы её компонентов при сохранении необходимой жёсткости. Проведённый анализ позволил выявить направления развития конструкции прожектора, обеспечивающие повышение виброустойчивости прожектора со светодиодным источником света: применение рёбер жёсткости и облегчающих пазов.

Прожектор электровоза, собственные частоты конструкции, безаварийный срок эксплуатации, периодические вибрации, источник света, светодиоды.

Основными источниками вибраций при движении железнодорожного локомотива являются непосредственно транспортное средство, колёса, рельсы и рельсовый путь, согласно данным Решения от 15.07.2011 г. N 710 «О принятии технических регламентов таможенного союза», «О безопасности железнодорожного подвижного состава», «О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта» и «О безопасности инфраструктуры железнодорожного транспорта». При этом диапазон частот вибраций, приводящих к повреждениям конструкций (зданий) составляет от 1 до 500 Гц. Наибольшие повреждения конструкций имеют место при низкочастотных вибрациях (частоты от 1 до 150 Гц).

Вибрации всего железнодорожного состава участвуют в формировании спектра колебаний вибраций локомотива. Диапазон спектра колебаний локомотива в этом случае может изменяться только в результате дисперсии вибраций от раз-

личных источников, сформированных вагонами состава. В данной работе будем предполагать, что дисперсия колебаний вибраций незначительна.

Лобовой фонарь электровоза серии ВЛ должен удовлетворять ряду требований, регламентированных нормативными документами. Фонарь должен быть установлен по продольной оси симметрии локомотива. Осевой луч фонаря должен быть направлен параллельно горизонтальной плоскости пути. Номинальная осевая сила света фонаря должна быть  $(6,4-9,6) \cdot 10^5$  кд. Схема включения фонаря должна предусматривать возможность включения яркого света, обеспечивающего номинальную осевую силу света, и тусклого света, обеспечивающего силу света в пределах  $(0,7-1,2) \cdot 10^5$  кд в соответствии с ГОСТ 12.2.056-81.

Необходимая ориентация светового пятна на экране обеспечивается конструкцией лобового прожектора [1-3]. Опыт эксплуатации лобового прожектора (фо-

наря) показал, что наиболее часто перегорает лампа ПЖ (ТУ 16-87 ИМФР 675000.003 ТУ) на 500 Вт, 50 В, а также лопаается стеклянный отражатель диаметром 370 мм, установленный за лампой ПЖ. Указанные поломки могли быть вызваны колебаниями вибраций.

Указанные требования могут быть стабильно обеспечены только при высокой виброустойчивости конструкции прожектора.

Для определения собственных частот лобового фонаря в программной среде ANSYS использовалась 3D модель, полученная в работе [2]. При этом в твёрдотельной модели не учитывались резьбовые соединения (винты и болты были удалены из модели) по причине отсутствия необходимых вычислительных мощностей. Параметры конечно-элементной сетки на поверхности твёрдотельной модели были выбраны автоматически программой (рис. 1).

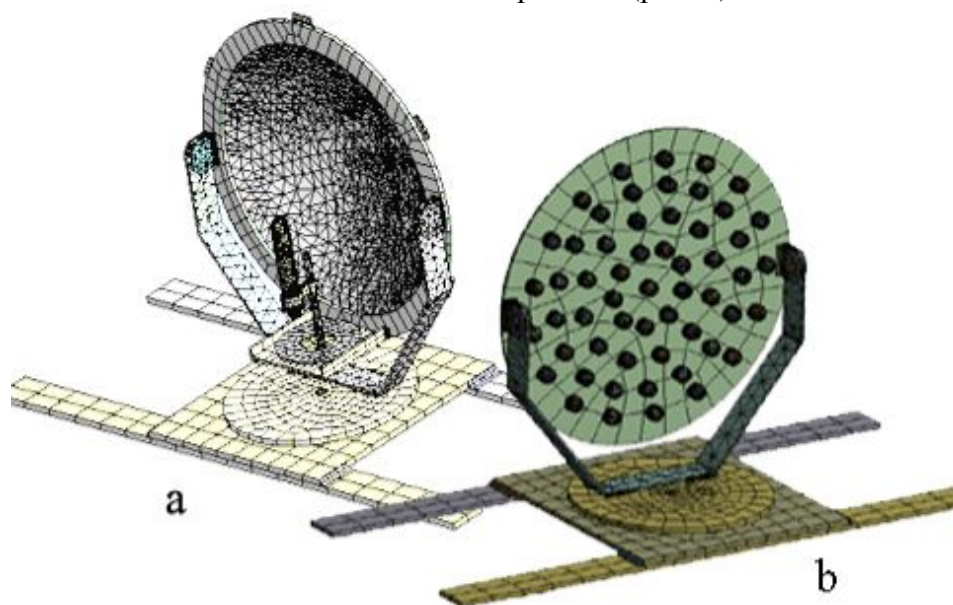


Рис. 1. Конечно-элементная сетка на поверхности твёрдотельной модели лобового прожектора: а – источник света – лампа накаливания; б – источник света – светодиоды

В качестве источников света в прожекторе использовались лампа накаливания и светодиоды с вторичной оптикой [4-7] (рис. 2).

Требования к моделированию определялись правилами проведения вычислительных экспериментов в оптике [8-10]. Проведённое моделирование показало, что в диапазоне частот периодических вибраций от 1 до 500 Гц имеют место наибольшие деформации стеклянного отражателя для собственных частот 22,368; 46,49 и 62,595 Гц. Частота колебаний  $f = 46,49$  Гц может соответствовать вибрациям, обусловленным протяжённостью рельсов (25 м), расстоянием между колёсными парами тележки и расстоянием между опорными элементами пути (шпалами).



Рис. 2. Два источника света лобового прожектора железнодорожного локомотива: а – лампа накаливания ПЖ (ТУ 16-87 ИМФР 675000.003 ТУ); б – светодиод с вторичной оптикой

На частоте  $f = 95,998$  Гц имеет место деформирование стеклянной колбы лампы ПЖ. При этом отсутствуют деформации стеклянного отражателя лобового фонаря. Для частот, больших максимальной частоты периодических вибраций ( $f = 110,9$

Гц [7]), максимальные деформации имеют место на окончании стеклянного баллона лампы ПЖ. Стеклянный отражатель в этом случае деформируется незначительно (рис. 3).

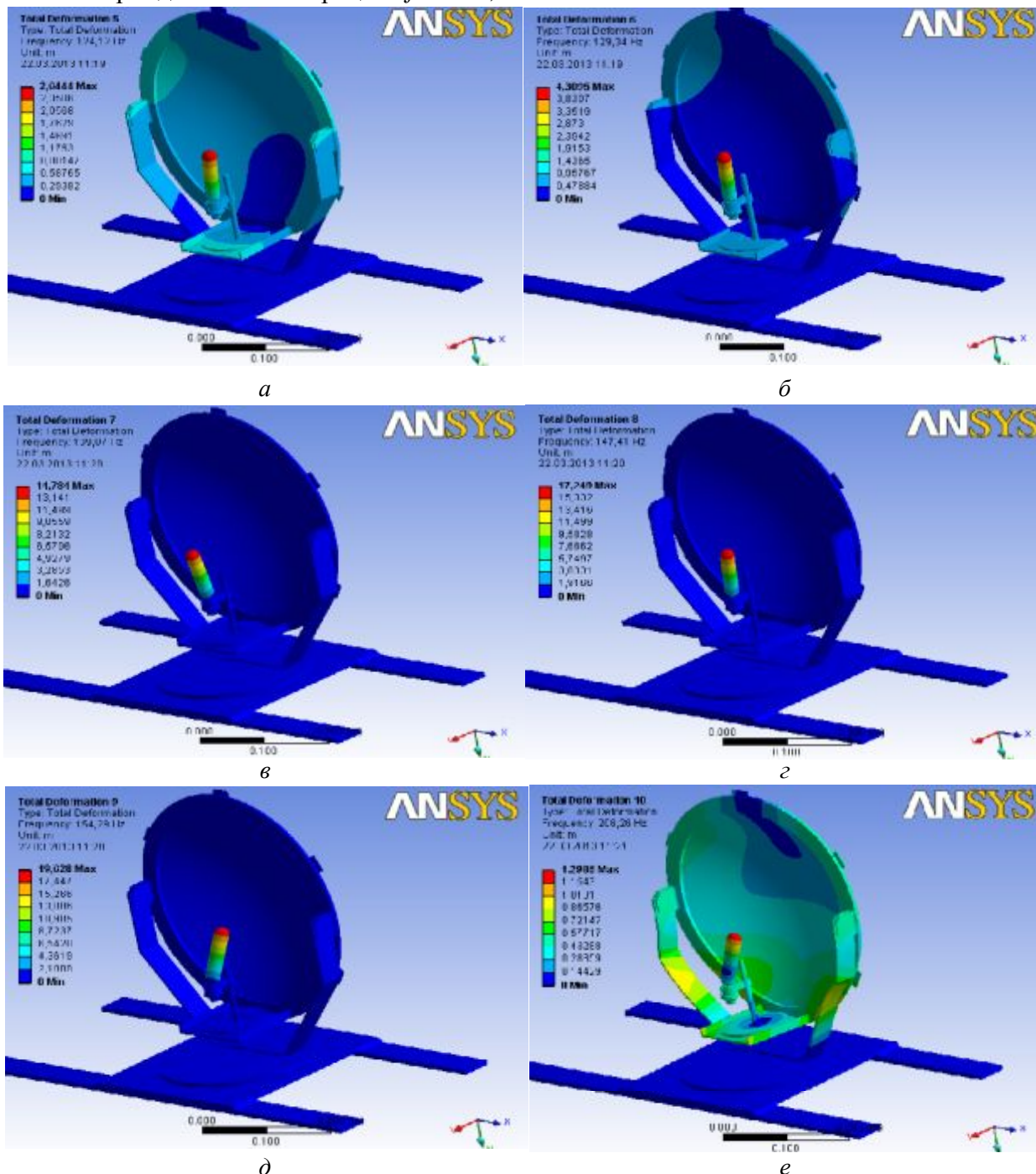


Рис. 3. Колебания конструкции лобового фонаря с лампой накаливания на собственных частотах:  $f = 22,368$  Гц (а);  $46,49$  Гц (б);  $62,595$  Гц (в);  $95,998$  Гц (г);  $154,29$  Гц (д);  $206,26$  Гц (е)

Поскольку эксплуатационный опыт свидетельствует о том, что колба лампы разрушается достаточно часто, то можно предположить, что колебания вибраций с

частотой  $f \geq 100$  Гц имеют место на реальной конструкции лобового фонаря. Это возможно при дисперсии периодических колебаний вибраций, при наличии шумов



и переизлученных шумов, а также при увеличении скорости локомотива. Анализ собственных частот конструкции лобового прожектора со светодиодными источниками света показал, что максимальным деформациям подвержены диск, несущий светодиоды, и его кронштейны. При этом диск деформируется на всех частотах, присущих спектру вибраций железнодорожного локомотива, а его кронштейны существенно деформируются на максимальных частотах спектра вибраций. Сле-

дует отметить, что выросла масса прожектора приблизительно на 900 г., при этом диск, несущий светодиоды, был выполнен из алюминиевого сплава Д16Т1. Светотехнические характеристики прожектора при выбранном количестве светодиодов соответствовали регламенту нормативных документов РЖД. Характер деформаций на собственных частотах прожектора со светодиодными источниками света приведен на рис. 4.

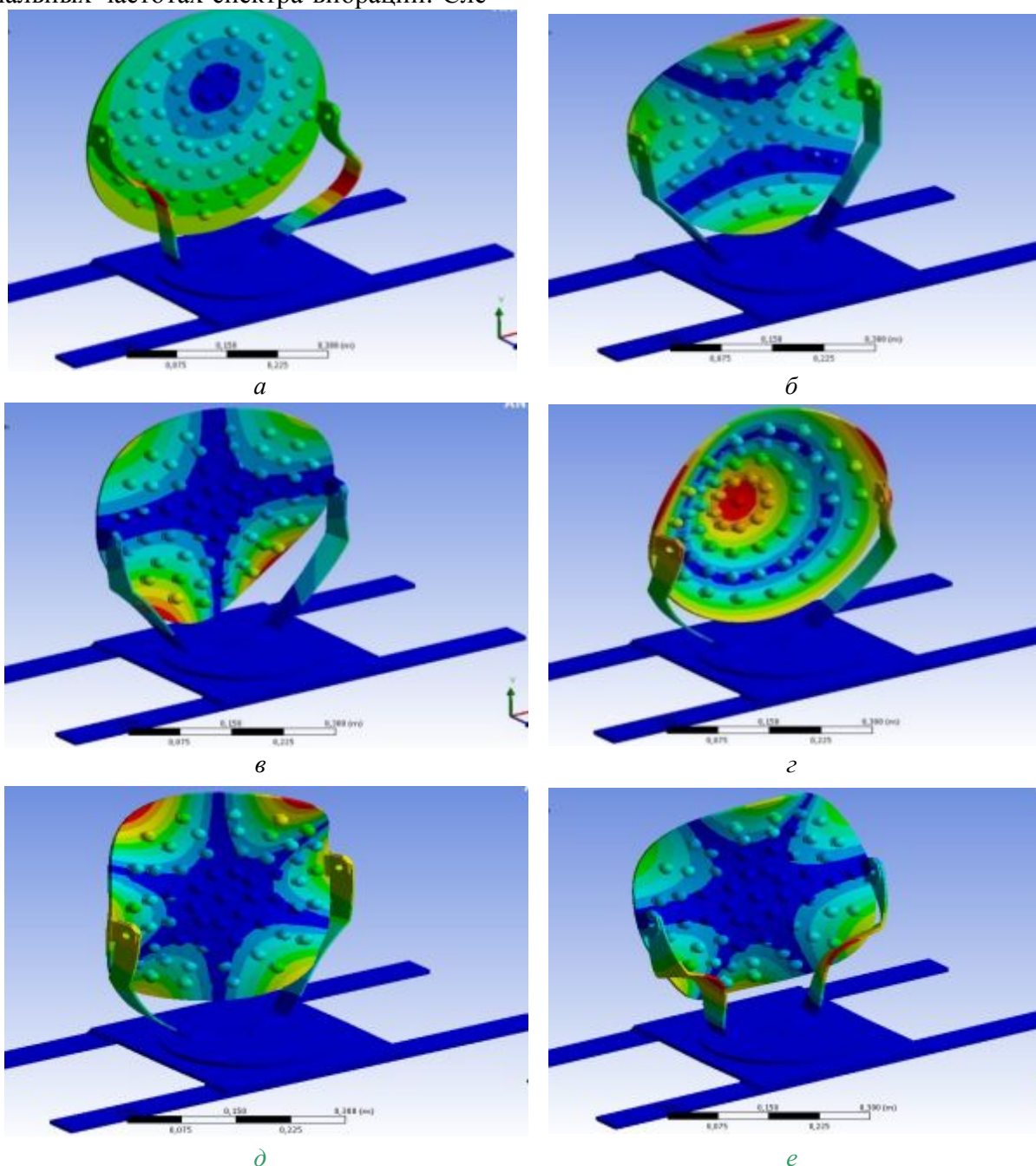


Рис. 4. Колебания конструкции лобового фонаря со светодиодными источниками света на собственных частотах:  $f = 146$  Гц (а);  $202$  Гц (б);  $231$  Гц (в);  $292$  Гц (г);  $393$  Гц (д);  $439$  Гц (е)

Из рис. 4 видно, что резервом повышения виброустойчивости прожектора со светодиодными источниками света может быть оптимизация количества используемых светодиодов, а также минимизация массы конструкции, которая может быть осуществлена за счёт выполнения в диске, несущем светодиоды, облегчающих отверстий. Для повышения жёсткости кронштейнов, несущих диск со светодиодами, а также радиальной и окружной жёсткости самого диска необходимо использовать в конструкции косынки, откосы и обечайки. Параметры предлагаемых конструкторских мероприятий могут быть определены и оптимизированы по выбранному критерию в программной среде ANSYS.

Анализируя полученные результаты, можно сделать следующие выводы:

1. Разрушение стеклянного отражателя лампы накаливания происходит в диапазоне частот колебаний вибраций [22,368 – 62,595] Гц.

2. Колебания вибраций в диапазоне [22,368 – 62,595] Гц могут быть обусловлены протяжённостью рельсов (25 м), расстоянием между колёсными парами тележки и расстоянием между опорными элементами пути (шпалами).

3. Разрушение стеклянной колбы лампы ПЖ происходит на частотах больше 95,998 Гц.

4. Увеличение ресурса лампы ПЖ может быть достигнуто за счёт изменения конструкции лобового фонаря, а именно за счёт использования высокочастотных демпферов.

5. Существенное увеличение ресурса лобового фонаря может быть достигнуто также за счёт замены лампы накаливания набором мощных светодиодов с использованием для проектирования такого осветительного устройства новых методов и соответствующего программного обеспечения [11-14].

6. Использование светодиодных источников света в конструкции лобового прожектора приводит к необходимости минимизации массы конструкции.

7. Модернизация конструкции лобового прожектора должна включать в себя увеличение жёсткости кронштейнов, несущих диск со светодиодами.

Модернизация конструкции лобового прожектора должна включать в себя оптимизацию количества светодиодов, установленных на диск.

### **Библиографический список**

1. Doskolovich L.L., Kazansky N.L., Kharitonov S.I., Soifer V.A. A method of designing diffractive optical elements focusing into plane areas // *Journal of Modern Optics*. 1996. V. 43, no. 7. P. 1423-1433.
2. Абульханов С.Р. Построение аутентичной 3-D модели лобового фонаря электровоза серии ВЛ // *Вестник СамГУПС*. 2012. № 3(17). С. 81-86.
3. Голуб М.А., Казанский Н.Л., Сисакян И.Н., Соيفер В.А. Формирование эталонных волновых фронтов элементами компьютерной оптики // *Компьютерная оптика*. 1990. № 7. С. 3-26.
4. Волков А.В., Казанский Н.Л., Успенцев Г.В. Экспериментальное исследование светотехнических устройств с ДОО // *Компьютерная оптика*. 1999. № 19. С. 137-142.
5. Казанский Н.Л., Соифер В.А., Харитонов С.И. Математическое моделирование светотехнических устройств с ДОО // *Компьютерная оптика*. 1995. № 14-15, ч. 2. С. 107-116.
6. Досколович Л.Л., Казанский Н.Л., Харитонов С.И. Проектирование светотехнических устройств с ДОО // *Компьютерная оптика*. 1998. № 18. С. 91-96.
7. Moiseev M.A., Doskolovich L.L., Kazanskiy N.L. Design of high-efficient freeform LED lens for illumination of elongated rectangular regions // *Optics Express*. 2011. V. 19, no. S3. P. A225-A233.
8. Голуб М.А., Казанский Н.Л., Сисакян И.Н., Соифер В.А. Вычислительный

эксперимент с элементами плоской оптики // Автометрия. 1988. № 1. С. 70-82.

9. Казанский Н.Л. Исследовательский комплекс для решения задач компьютерной оптики // Компьютерная оптика. 2006. № 29. С. 58-77.

10. Казанский Н.Л. Исследовательско-технологический центр дифракционной оптики // Известия Самарского научного центра РАН. 2011. Т. 13, № 4(1). С. 54-62.

11. Абульханов С.Р., Лопатин Е.В. Виброустойчивость конструкции лобового фонаря электровоза серии ВЛ // Вестник Транспорта Поволжья. 2013. № 6(42). С. 30-36.

12. Doskolovich L.L., Kazanskiy N.L., Soifer V.A., Kharitonov S.I., Perlo P. A DOE to form a line-shaped directivity diagram // Journal of Modern Optics. 2004. V. 51, no. 13. P. 1999-2005.

13. Doskolovich L.L., Kazanskiy N.L., Kharitonov S.I., Perlo P., Bernard S. Designing reflectors to generate a line-shaped directivity diagram // Journal of Modern Optics. 2005. V. 52, no. 11. P. 1529-1536.

14. Doskolovich L.L., Kazanskiy N.L., Bernard S. Designing a mirror to form a line-shaped directivity diagram // Journal of Modern Optics. 2007. V. 54, no. 3-4. P. 589-597.

### **Информация об авторе**

**Абульханов Станислав Рафаелевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры механической обработки материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный ис-

следовательский университет). E-mail: [mom@ssau.ru](mailto:mom@ssau.ru). Область научных интересов: моделирование объектов с поверхностью свободных форм, параметризация шероховатых поверхностей.

## **OPTIMIZATION OF THE DESIGN OF A RAILWAY SEARCHLIGHT IN THE ANSYS SOFTWARE ENVIRONMENT**

© 2014 S.R. Abulkhanov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

In article results of determination of eigenfrequencies of a design of a searchlight of an electric locomotive of the VL series by means of program system of the final and element analysis of ANSYS are stated. The solid-state model of a searchlight having physics and technology parameters of components of a design and the geometrical sizes of a real searchlight was developed for the analysis of vibrostability of a design. As a light source of a front lamp the incandescent lamp and light-emitting diodes were used. Thus for a light-emitting diode the boss from the ceramic material preventing thermal deformations of a substrate was designed. The quantity of light-emitting diodes was chosen, proceeding from lighting requirements to illuminants on the Russian railroad. The analysis of solid-state models of the searchlight using as a light source the incandescent lamp and light-emitting diodes, showed that the searchlight design with light-emitting diodes has weight on 900 grams bigger than a searchlight with the incandescent lamp. The received sizes of eigenfrequencies were compared with frequencies of periodic vibrations which are tested by the rolling stock. For frequencies of vibrations, possible on railway locomotives, deformations of two designs of a searchlight which showed were defined that shortcomings are inherent in both designs. When using as an incandescent lamp light source eigenfrequencies of a design promote destruction of a flask of a lamp, both on top, and at low frequencies of the fluctuations inherent in a range of vibrations of the locomotive. In case of use of light-emitting diodes in a searchlight nature of deformations of a design indicates the need of reduction of its component weight at preservation of necessary rigidity. The carried-out analysis allowed to reveal the directions of development of a design of the searchlight, vibrostability of a searchlight providing increase with a LED light source: application of edges of rigidity and facilitating grooves.

*Electric locomotive searchlight, own frequencies of a design, accident-free term of operation, periodic vibrations, light source, light-emitting diodes.*

## References

1. Doskolovich L.L., Kazansky N.L., Kharitonov S.I., Soifer V.A. A method of designing diffractive optical elements focusing into plane areas // *Journal of Modern Optics*. 1996. V. 43, no. 7. P. 1423-1433.
2. Abulrhanov S.R. Authentic 3D modeling of the VL electric locomotive head lamp // *Vestnik SamGUPS*. 2012. No. 3(17). P. 81-86. (In Russ.)
3. Golub M.A., Kazansky N.L., Soifer V.A. Formation reference wavefronts of elements of computer optics // *Computer Optics*. 1990. No. 7. P. 3-26. (In Russ.)
4. Volkov A.V., Kazansky N.L., Usplenev G.V. Experimental study of lighting devices with DOE // *Computer Optics*. 1999. No. 19. P. 137-142. (In Russ.)
5. Kazansky N.L., Soifer V.A., Kharitonov S.I. Mathematical modeling of lighting devices with DOE // *Computer Optics*. 1995. No. 14-15, part 2. P. 107-116. (In Russ.)
6. Doskolovich L.L., Kazansky N.L., Kharitonov S.I. Designing lighting devices with DOE // *Computer Optics*. 1998. No. 18. P. 91-96. (In Russ.)
7. Moiseev M.A., Doskolovich L.L., Kazanskiy N.L. Design of high-efficient freeform LED lens for illumination of elongated rectangular regions // *Optics Express*. 2011. V. 19, no. S3. P. A225-A233.
8. Golub M.A., Kazansky N.L., Sisakyan J.H., Soifer V.A. Computational experiment with plane optical elements // *Optoelectronics, Instrumentation and Data Processing*. 1988. V. 24, no. 1. P. 78-89.
9. Kazanskiy N.L. Research complex for solving computer optics // *Computer Optics*. 2006. No. 29. P. 58-77. (In Russ.)
10. Kazanskiy N.L. Research and Technology Center of diffractive optics // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2011. V. 13, no. 4(1). P. 54-62. (In Russ.)
11. Abulkhanov S.R., Lopatin E.V. Structural vibrostability // *Vestnik Transporta Povolzh'ya*. 2013. No. 6(42). P. 30-36. (In Russ.)
12. Doskolovich L.L., Kazanskiy N.L., Soifer V.A., Kharitonov S.I., Perlo P. A DOE to form a line-shaped directivity diagram // *Journal of Modern Optics*. 2004. V. 51, no. 13. P. 1999-2005.
13. Doskolovich L.L., Kazanskiy N.L., Kharitonov S.I., Perlo P., Bernard S. Designing reflectors to generate a line-shaped directivity diagram // *Journal of Modern Optics*, 2005. V. 52, no. 11. P. 1529-1536.
14. Doskolovich L.L., Kazanskiy N.L., Bernard S. Designing a mirror to form a line-shaped directivity diagram // *Journal of Modern Optics*. 2007. V. 54, no. 3-4. P. 589-597.

## About the author

**Abulkhanov Stanislav Rafayevich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of machining of materials department, Samara State Aerospace Universi-

ty. E-mail: [mom@ssau.ru](mailto:mom@ssau.ru). Area of Research: modeling objects with surface free forms, parameterization rough surfaces.

УДК 629.78.015

## ОБЪЕДИНЁННАЯ ДВИГАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА НА КИСЛОРОДНО-УГЛЕВОДОРОДНОМ ТОПЛИВЕ ДЛЯ РАЗГОННОГО БЛОКА СРЕДНЕЙ РАЗМЕРНОСТИ

©2014 Д.С. Лупяк, А.А. Смоленцев, Б.А. Соколов, Е.Н. Туманин, Н.Н. Тупицын

Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва, г. Королёв

В статье приведено обоснование целесообразности создания объединённой двигательной установки на кислородно-углеводородном топливе для перспективного разгонного блока средней размерности на базе многофункционального жидкостного ракетного двигателя 11Д58МФ. Представлены облик разгонного блока с двигателем 11Д58МФ, сравнительный анализ с разгонными блоками, разрабатываемыми или находящимися в эксплуатации. Отмечены особенности двигателя 11Д58МФ. Сегодня в отечественной космической отрасли существует целый ряд объективных причин и обстоятельств, в связи с которыми необходимо проводить работы по возможности создания двигательной установки на кислородно-углеводородном топливе. Такая двигательная установка может быть использована как при создании перспективного разгонного блока для космического ракетного комплекса среднего класса с семейством ракет-носителей типа «Союз» на космодроме «Восточный», так и при создании верхних ступеней РН лёгкого и сверхлёгкого классов. При этом разгонный блок с новой двигательной установкой сможет составить серьёзную конкуренцию блокам, которые разрабатываются или находятся в эксплуатации в настоящее время.

*Разгонный блок, верхняя ступень, объединённая двигательная установка, многофункциональный кислородно-углеводородный двигатель 11Д58МФ, космодром «Восточный».*

### Введение

Необходимость проведения работ по возможности создания двигательной установки (ДУ) для перспективного разгонного блока (РБ) средней размерности с применением многофункционального двигателя 11Д58МФ на кислородно-углеводородном топливе обусловлена следующими объективными причинами и обстоятельствами:

1. Прогнозы развития космической техники на ближайшие годы указывают на тенденцию снижения массы космических аппаратов (КА), а также на стремление ведущих космических корпораций к снижению затрат на выведение и эксплуатацию космической техники, в том числе за счёт возможности использования ракет-носителей (РН) меньшей размерности (в частности, использования РН среднего класса «Союз» вместо РН тяжёлого класса «Протон»).

2. Из разработанных ранее РБ для РН среднего класса в отечественной космической отрасли в настоящее время в серийной эксплуатации находится только РБ «Фрегат» разработки НПО им

С.А. Лавочкина с маршевым двигателем (МД) С5.92 тягой 2 тс разработки КБХА.

Существенным недостатком РБ «Фрегат» является использование в его ДУ высокотоксичных компонентов топлива (АТ+НДМГ для МД и гидразин для вспомогательных двигателей малой тяги), что исключает его из рассмотрения в качестве РБ средств выведения, предназначенных для космодрома «Восточный».

3. Рассматривавшийся ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс» кислородно-керосиновый РБ «Дельфин» с высоконапряжённым двигателем РД-161 для него тягой 2 тс разработки «Энергомаш» не получил развития из-за больших технических трудностей по созданию двигателя и отсутствия у разработчика РБ практического опыта проектирования и отработки кислородных топливных систем с многократным включением двигателя в длительном космическом полёте.

4. Кислородно-керосиновый блок «Л» с двигателем 11Д33 тягой 6,8 тс (разработка РКК «Энергия») после передачи изготовления РБ в НПО им. С.А. Лавочкина и 40-летнего периода успешной эксплуатации в составе РКН «Молния» был снят с

производства в связи с невозможностью проведения необходимого для новых задач повторного запуска его ДУ и разработкой НПО им. С.А. Лавочкина РБ «Фрегат» с многократным запуском ДУ.

5. Логичным развитием блока «Л» может стать блок «ЛМ» с предлагаемой «РКК «Энергия» объединённой двигательной установкой (ОДУ) на базе создаваемого многофункционального кислородно-углеводородного двигателя многократного включения 11Д58МФ, использующей нетоксичное углеводородное топливо и обеспечивающей в полёте не только выдачу баллистических импульсов тяги МД, но и создание управляющих сил и моментов на пассивных участках полёта для ориентации и стабилизации орбитального блока (ОБ) с РБ и КА, создания предпускового ускорения ОБ для обеспечения осаждения компонентов топлива в основных баках ОДУ перед включениями МД, а также

для увода отработавшего РБ от КА после их разделения. Двигатель 11Д58МФ при использовании полноразмерного насадка сопла радиационного охлаждения и горючего РГ-1 обеспечит удельный импульс тяги МД 372 с, что существенно выше значений для лучших мировых аналогов кислородно-керосиновых двигателей.

6. Многофункциональный двигатель 11Д58МФ, разрабатываемый «РКК «Энергия» применительно к РБ большей размерности, может стать основой для создания высокоэкономичной и экологически чистой ОДУ блока «ЛМ», так как помимо МД этот двигатель включает в свой состав ряд необходимых для РБ дополнительных элементов из агрегатов (рис. 1):

- расходные магистрали компонентов топлива с прецизионными расходомерами;
- заборные устройства в основных баках ОДУ с разделительными клапанами и бустерным турбонасосным агрегатом по линии окислителя;



Рис. 1. Состав многофункционального двигателя 11Д58МФ

- автономную систему управления двигателем с дополнительными функциями сбора телеметрической информации по МД и аварийной защиты его при нестандартных ситуациях;

- два блока двигателей малой тяги (БДМТ), использующих основные компоненты топлива ОДУ РБ и обеспечивающих ориентацию и стабилизацию ОБ на пассивных участках его полёта.

7 В настоящее время в РКК «Энергия» ведётся экспериментальная отработка основных составных частей многофункционального кислородно-углеводородного двигателя 11Д58МФ, в том числе огневые испытания камеры сгорания [1] и газогенератора МД.

Ниже приводятся данные по выбору основных проектных параметров ОДУ РБ «ЛМ», обоснование тяги МД ДУ, сравнение РБ «ЛМ» с другими РБ, а также краткие сведения по его дальнейшему совершенствованию.

### Выбор проектных параметров ОДУ РБ

Наиболее важными проектными параметрами ОДУ при разработке облика РБ являются:

- её размерность (максимально возможный заправляемый запас топлива);

- тяга МД, определяющая тяговооружённость РБ (отношение тяги МД к стартовой массе ОБ с полезной нагрузкой);

- предельная расчётная величина характеристической скорости, обеспечиваемой РБ при нулевой массе полезной нагрузки.

При проектной разработке РБ «ЛМ» учитывались все перечисленные выше параметры.

Размерность РБ «ЛМ» определяется грузоподъёмностью РН, параметрами целевой орбиты выведения, а также параметрами исходной орбиты, обеспечиваемой РН.

На данной стадии исследований в качестве предварительных исходных данных для проектирования было принято:

- в качестве РН рассматривается носитель «Союз-2» этапа 1б, обеспечивающий выведение на орбиту с параметрами  $H=180$  км,  $i=51,6^\circ$  (при старте с Байконура или космодрома «Восточный») ОБ массой 8200 кг;

- целевая орбита – геостационарная орбита (ГСО) с высотой  $H=35786$  км,  $i=0^\circ$  при условии выведения по «прямой» схеме за время  $t=5,5$  ч.

Компоновка РБ «ЛМ» с двигателем 11Д58МФ и расположение блока под головным обтекателем, используемым в настоящее время на РН «Союз», приведена на рис. 2.

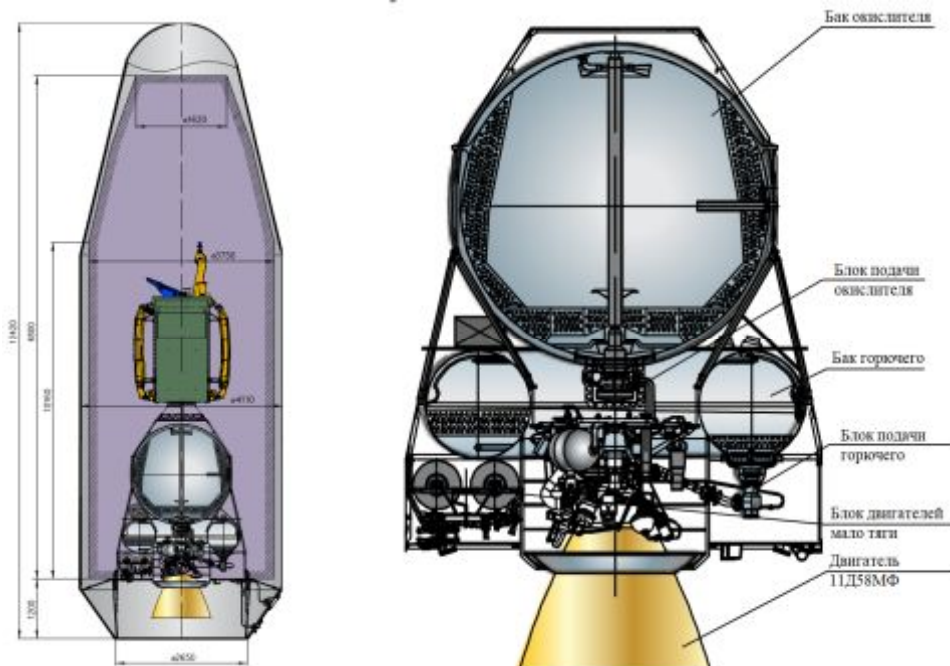


Рис. 2. Компоновка РБ «ЛМ» и его компоновка в составе космической головной части

### Обоснование выбора тяги двигателя

Для определения степени оптимальности ОДУ с двигателем 11Д58МФ для блока «ЛМ» по тяговооружённости были проведены расчёты массы полезной нагрузки на целевой орбите от тяги МД.

Анализ проводился применительно к решению транспортной задачи выведения КА на ГСО с помощью РН «Союз-2» этапа 1б совместно с РБ «ЛМ».

В анализе учитывалось влияние тяги МД на гравитационные потери скорости на активных участках полёта РБ, на массу самого двигателя, а также на массу системы топливоподачи ОДУ в МД.

В соответствии со статистическими данными по массоэнергетическим характеристикам различных МД тягой от 1 до 10 тс принималось, как и в исследовании [2], что для двигателя 11Д58МФ с тягой, отличающейся от тяги существующего двигателя-прототипа 11Д58М, масса нового двигателя Мдв при прочих равных условиях будет пропорциональной корню кубическому из величины тяги:

$$M_{дв} = 175(\text{кг}) \cdot \sqrt[3]{P/1000}.$$

Принималось, что изменение конечной массы ОДУ при изменении тяги МД будет происходить также за счёт изменения массы её топливной системы Мпгс, оцениваемой по следующей зависимости:

$$M_{пгс} = 154(\text{кг}) \cdot \sqrt{P/8100}.$$

В приведённых формулах P — тяга МД в кгс.

Удельный импульс тяги МД считался не зависящим от величины его тяги, хотя на самом деле некоторая зависимость имеется: при сохранении габаритов двигателя, определяемых общей компоновкой РБ, изменение его размерности позволяет изменить геометрическую степень расширения сопла, что оказывает небольшое влияние на величину удельного импульса тяги.

Из представленного на рис.3 графика видно, что для рассматриваемой размерности РБ (типа «ЛМ») с использованием РН «Союз-2»этапа 1б изменение номинальной тяги МД в диапазоне от 1,5 до 6 тс слабо влияет на энергетические возможности РБ.

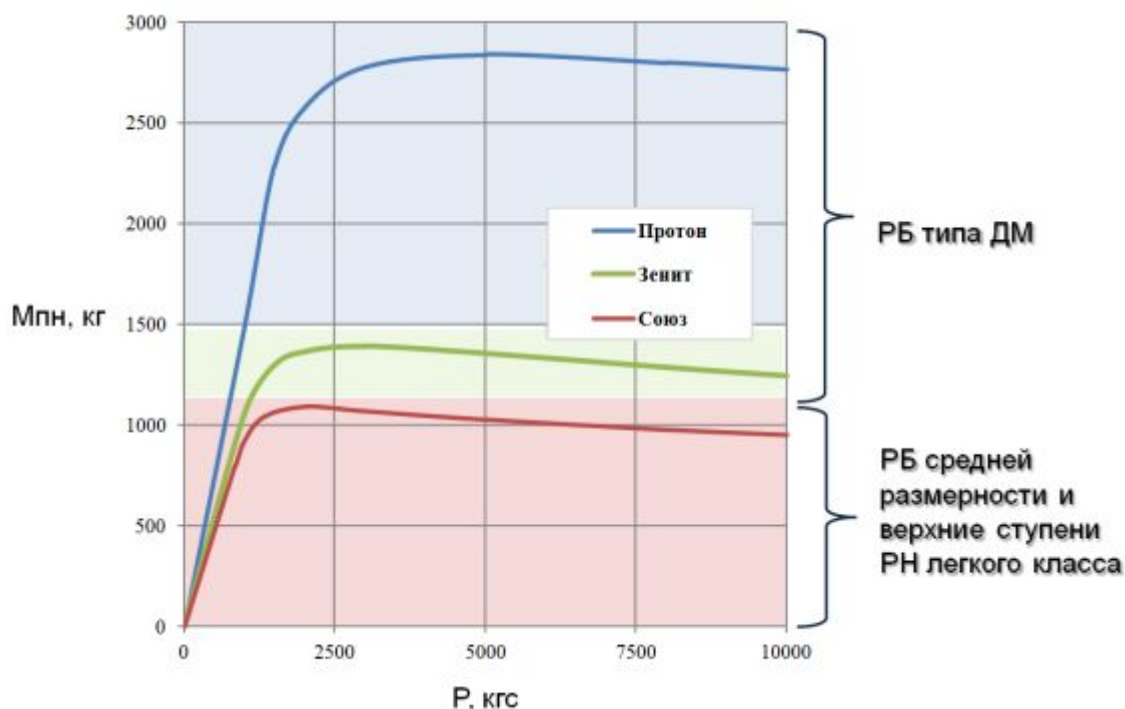


Рис. 3. Зависимость выводимой массы полезной нагрузки от тяги МД и размерности РБ



В связи с этим для РБ средней размерности (типа блока «ЛМ» и «Дельфин») рациональным с точки зрения практической реализации и надёжности, учитывая трудности создания высокоэкономичного малоразмерного кислородно-керосинового двигателя тягой 2 тс, является уровень тяги от 4 до 6 тс. При этом с точки зрения простоты разработки и отработки перспективного МД с высокими энергетическими характеристиками для РБ «ЛМ» практически оптимальным является уровень тяги МД ~ 5 тс, принятый для двигателя 11Д58МФ (в настоящее время он разрабатывается применительно к РБ типа ДМ, т.е. к РБ большей размерности).

Для сравнения на рис. 3 приведены также графики зависимостей массы полезной нагрузки РБ для РН большей грузоподъёмности—РН «Зенит» и «Протон». Графики показывают рациональность использования двигателя 11Д58МФ тягой 5 тс как в составе РБ больших размерностей, так и в составе РБ средней размерности (РБ «ЛМ»).

Следует отметить, что кислородно-углеводородная ОДУ с двигателем 11Д58МФ может быть использована также в составе верхних ступеней РН лёгкого и сверхлёгкого класса, особенно при необходимости их повторного запуска в полёте. Использование для 11Д58МФ не только в РБ типа ДМ, но и в РБ средней размерности (в первую очередь — в ОДУ

блока «ЛМ») приведёт к повышению серийности и ритмичности производства двигателя 11Д58МФ, более высоким показателям надёжности наземной и лётной отработки, а также к повышению экономической эффективности от использования данного двигателя в отрасли.

### Сравнение блока «ЛМ» с другими РБ

Сравнение блока «ЛМ» с другими РБ такой же размерности проводился по массе полезной нагрузки, выводимой на ГСО при начальной массе ОБ 8200 кг, а также по показателю массово-энергетической эффективности РБ, определяемого величиной предельной скорости, которую при максимальной заправке блок может обеспечить при нулевом значении полезной нагрузки:

$$V_{X_{пред}} = g \cdot I_{уд} \cdot I_{п} (M_{рт} + M_{к}) / M_{к}$$

Здесь  $I_{уд}$  - удельный импульс тяги МД, с;

$M_{рт}$ —рабочий запас топлива, кг;

$M_{к}$ —конечная масса блока, кг;

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2$$

В таблице 1 даны расчётные значения массы полезной нагрузки на ГСО  $M_{пн}$ , а также значения потребных характеристических скоростей для двухимпульсного выведения КА на ГСО с учётом гравитационных потерь  $V_{X_{потр}}$  и предельных скоростей  $V_{X_{пред}}$ , обеспечиваемых РБ.

Таблица 1 - Характеристики РБ

Разгонные блоки	Компоненты топлива МД	Двигатель	$I_{уд}$ , с	$M_{рт}$ , кг	$M_{к}$ , кг	$M_{пн}$ , кг	$V_{X_{потр}}$ , м/с	$V_{X_{пред}}$ , м/с
1. РБ «Фрегат» с увеличенными объёмами баков без сбрасываемых ёмкостей [3]	АТ+НДМГ	С5.92	332,5	6360	1000	840	4874	6511
1. РБ «Дельфин»	О2+РГ-1	РД-161	360	6140	1060	1000	4879	6766
3. РБ «ЛМ»	О2+РГ-1	11Д58МФ с укороченным насадком сопла МД	368	6070	1100	1030	4866	6767

## Пути повышения энергетических и эксплуатационных характеристик ОДУ

Разработку предлагаемой ОДУ для РБ «ЛМ» с целью повышения эффективности его использования (как за счёт дальнейшего повышения энергетических характеристик, так и за счёт расширения круга решаемых задач) предполагается проводить по следующим направлениям:

- использование вместо РГ-1 одного из высококалорийных нетоксичных синтетических углеводородных горючих новой разработки, позволяющих дополнительно повысить удельный импульс тяги МД на  $6 \div 11$  с (это дополнительно повысит энергетическую эффективность ОДУ и РБ «ЛМ»);

- реализация технических решений, позволяющих проводить многократный запуск ДУ в условиях невесомости при запасах компонентов топлива в баках на последний запуск не более 5% от суммарного (это позволит использовать энергетически более выгодные баллистические схемы выведения КА на целевые орбиты, а также обеспечить эффективное применение ОДУ в составе повторно запускающихся верхних ступеней РН лёгкого и сверхлёгкого класса);

- реализация технических решений, обеспечивающих длительное (до нескольких суток) хранение в ОДУ РБ криогенно-гоокислителя в условиях космического пространства без непроизводительных потерь кислорода (это позволит дополнительно расширить круг решаемых РБ задач).

Следует отметить, что опыт «РКК «Энергия» по созданию кислородно-керосиновой ДУ блока Д лунного пилотируемого комплекса Н1-Л3 с семикратным включением МД 11Д58 в процессе семисуточного космического полёта (в том числе результаты пуска уникального блока Д изделия Л1Э с телевизионным наблюдением поведения жидкого кислорода и керосина в топливных баках в условиях невесомости и при многократных включениях МД) позволяют «РКК «Энергия»

создать надёжную ОДУ для РБ «ЛМ» в сжатые сроки без использования специальных пусков РН для её лётной отработки.

## Заключение

1 Сложившаяся в отечественной космической отрасли ситуация требует создания современного разгонного блока — РБ «ЛМ» средней размерности, использующего высокоэкономичную экологически чистую ОДУ, обеспечивающую как выдачу с помощью МД импульсов тяги для изменения траектории полёта ОБ, так и выдачу с помощью двигателей малой тяги, работающих на основных компонентах топлива РБ, ориентацию и стабилизацию ОБ на пассивных участках полёта, ускорение ОБ перед включениями МД для осаждения топлива в баках, а также для увода РБ от КА после их разделения на целевой орбите.

Основой для создания такой ОДУ является многофункциональный кислородно-углеводородный двигатель 11Д58МФ разработки РКК «Энергия», находящийся в настоящее время на этапе автономных (в том числе огневых) испытаний его основных агрегатов.

2 Из рассмотрения результатов выполненных проработок следует, что РБ «ЛМ» с ОДУ на базе двигателя 11Д58МФ будет обладать лучшими энергетическими и эксплуатационными характеристиками, чем РБ «Фрегат» с двигателем С5.92 и проектировавшийся РБ «Дельфин» с двигателем РД-161.

3 Благодаря высоким энергетическим характеристикам и функциональным возможностям, кислородно-углеводородный РБ «ЛМ» с двигателем 11Д58МФ тягой  $\sim 5$  тс может покрыть широкую область использования как в составе экологически чистых разгонных блоков тяжёлой и средней размерности, так и в составе верхних ступеней кислородных РН лёгкого и сверхлёгкого классов, в том числе разрабатываемых для космодрома «Восточный» перспективных средств выведения.

### Библиографический список

1. Катков Р.Э., Лозино-лозинская И.Г., Мосолов С.В., Смоленцев А.А., Соколов Б.А., Соколова Н.А., Стриженко П.П., Тупицын Н.Н. Результаты огневых испытаний экспериментальных камер сгорания ЖРД с кислородным охлаждением // Известия РАН. Энергетика. 2013. № 1. С. 34-43.

2. Лупяк Д.С., Лакеев В.Н. Исследования по созданию разгонного блока с по-

вышенными энергомассовыми характеристиками // Вестник ФГУП НПО им. С.А. Лавочкина. 2011. № 5. С. 26-29.

3. Блинов В.Н., Иванов Н.Н., Сеченов Ю.Н., Шалай В.В. Ракеты-носители. Проекты и реальность. Книга 1. Ракеты-носители России и Украины. Омск: ОмГТУ, 2011. 327 с.

### Информация об авторах

**Лупяк Дмитрий Сергеевич**, ведущий инженер, Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва, г. Королёв. E-mail: [dloupiak@mail.ru](mailto:dloupiak@mail.ru). Область научных интересов: средства выведения и средства межорбитальной транспортировки.

**Смоленцев Александр Алексеевич**, главный конструктор двигателей, двигательных и энергетических установок, руководитель научно-технического центра, Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва, г. Королёв. E-mail: [alexander.smolentsev@rsce.ru](mailto:alexander.smolentsev@rsce.ru). Область научных интересов: двигательные и энергетические установки.

**Соколов Борис Александрович**, доктор технических наук, профессор, советник президента, Ракетно-космическая

корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва, г. Королёв. E-mail: [boris.sokolov@rsce.ru](mailto:boris.sokolov@rsce.ru). Область научных интересов: двигательные и энергетические установки.

**Туманин Евгений Николаевич**, кандидат технических наук, заместитель начальника отдела, начальник сектора, Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва, г. Королёв. E-mail: [post@rsce.ru](mailto:post@rsce.ru). Область научных интересов: двигательные и энергетические установки.

**Тупицын Николай Николаевич**, заместитель начальника отделения, Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва, г. Королёв. E-mail: [post@rsce.ru](mailto:post@rsce.ru). Область научных интересов: двигательные и энергетические установки.

### 11D58MF COMBINED PROPULSION UNIT OPERATING ON OXYGEN-HYDROGEN FUEL FOR AN AVERAGE-SIZED BOOSTER

©2014 D.S. Lupyak, A.A. Smolentsev, B.A. Sokolov, E.N. Tumanin, N.N. Tupitsin

Rocket and Space Corporation Energia, Korolyov, Moscow Region, Russian Federation

This paper describes the expediency of creation a combined propulsion unit with oxygen-hydrocarbon fuel for advanced upper stage of the middle class rockets based on the multifunctional liquid-propellant rocket engine 11D58MF. The appearance of the upper stage with 11D58MF engine, comparative analysis of the developing and exploitation upper stages are presented. The peculiarities of 11D58MF engine notes. At present there is a number of objective reasons and circumstances in which it is necessary to carry out works on the creation of propulsion with oxygen-hydrocarbon fuel in the domestic space industry. This propulsion can be used as in creation of advanced upper stage for the space launch complex with family of the middle class launch vehicles "Souz" in launch site "Vostochniy" as in creation of upper stages for the light and ultra light class launch vehi-

cles. At that upper stage with new propulsion will be able to compete with the blocks that are being in developing or exploitation at present.

*Orbital transfer vehicle, upper stage, combined propulsion, multifunctional liquid-propellant rocket engine 11D58MF, «Vostochniy» launch site.*

### References

1. Katkov R.E., Lozino-Lozinskaya I.G., Mosolov S.V., Smolentsev A.A., Sokolov B.A., Sokolova N.A., Strizhenko P.P., Tupitsyn N.N. Test results of experimental rocket engine chambers for DM upper stage with liquid oxygen cooling // *Izvestiya RAN. Energetika*. 2013. No. 1. P. 34-43. (In Russ.)
2. Loupiak D.S., Lakeev V.N. Investigations in development of the upper stage with improved energy and mass parameters // *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*. 2011. No. 5. P. 26-29. (In Russ.)
3. Blinov V.N., Ivanov N.N., Sechenov Y.N., Shalay V.V. *Rakety-nositeli. Proekty i real'nost'* [Launch vehicles. Projects and reality. Book 1. Launch vehicles of Russia and Ukraine]. Omsk: Omsk State Technical University Publ., 327 p.

### About the authors

**Lupyak Dmitry Sergeevich**, leading engineer, Korolev Rocket and Space Corporation “Energia”, Korolev. E-mail: [dloupiak@mail.ru](mailto:dloupiak@mail.ru). Area of Research: launch vehicles and orbital transfer vehicles.

**Smolentsev Alexander Alekseevich**, chief designer of the engines, propulsion and power generating systems, head of the scientific technical center, Korolev Rocket and Space Corporation “Energia”, Korolev. E-mail: [alexander.smolentsev@rsce.ru](mailto:alexander.smolentsev@rsce.ru). Area of Research: propulsion and power generating systems.

**Sokolov Boris Aleksandrovich**, Doctor of Science (Engineering), Professor, president adviser, Korolev Rocket and Space

Corporation “Energia”, Korolev. E-mail: [boris.sokolov@rsce.ru](mailto:boris.sokolov@rsce.ru). Area of Research: propulsion and power generating systems.

**Tumanin Evgeny Nikolaevich**, Candidate of Science (Engineering), deputy of head the department, chief the section. Korolev Rocket and Space Corporation “Energia”, Korolev. E-mail: [post@rsce.ru](mailto:post@rsce.ru). Area of Research: propulsion and power generating systems.

**Tupitsin Nikolay Nikolaevich**, deputy of head the branch office, Korolev Rocket and Space Corporation “Energia”, Korolev. E-mail: [post@rsce.ru](mailto:post@rsce.ru). Area of Research: propulsion and power generating systems.

УДК 621.787:539.319

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ОБРАЗЦОВ ИЗ СТАЛИ 40X ПО ОСТАТОЧНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ ОБРАЗЦА-СВИДЕТЕЛЯ

©2014 В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, В.К. Шадрин, Н.А. Сургутанов,  
П.А. Шляпников

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

Изучена возможность использования образцов-свидетелей, обрабатываемых одновременно с деталями, для оценки влияния гидродробеструйной обработки на предел выносливости деталей с концентраторами напряжений на примере цилиндрических образцов с отверстием из стали 40X с круговым надрезом полукруглого профиля радиуса 0,3 мм. Исследование показало, что расхождение между расчётными и экспериментальными значениями остаточных напряжений в гладких образцах не превышает 8%, в образцах с надрезом – 6%. При оценке влияния гидродробеструйной обработки на предел выносливости при изгибе в случае симметричного цикла полых цилиндрических образцов из стали 40X с надрезом радиуса 0,3 мм установлено, что использование рассчитанного по первоначальным деформациям образца-свидетеля распределения остаточных напряжений позволяет прогнозировать приращение предела выносливости образцов в условиях концентрации напряжений с точностью до 8%. Показано, что при прогнозировании приращения предела выносливости упрочнённых гидродробеструйной обработкой образцов из стали 40X с концентраторами напряжений целесообразно использовать критерий среднеинтегральных остаточных напряжений, вычисленный по толщине поверхностного слоя опасного сечения, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости.

*Поверхностное упрочнение, образец-свидетель, остаточные напряжения, предел выносливости.*

Эксплуатационные качества изделий авиационной и ракетно-космической техники определяются, в числе других характеристик, ресурсом и надёжностью работы, в первую очередь, высоконагруженных узлов и деталей, прочность которых зависит от конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. При переменных внешних нагрузках и длительном их воздействии особую значимость приобретает влияние физико-механического состояния поверхностного слоя деталей в местах наиболее вероятного разрушения – концентраторах напряжений. Среди характеристик этого состояния важную роль играют остаточные напряжения, возникающие при различных технологических процессах обработки деталей. В основе образования остаточных напряжений лежат необратимые объёмные изменения в материале деталей. Для повышения сопротивления усталости деталей машин широко применяются различные методы поверхностного пластиче-

ского деформирования. Эти методы оказываются наиболее эффективными для деталей сложной формы с различными концентраторами напряжений.

Для оценки эффективности повышения сопротивления усталости деталей за счёт упрочняющих технологий и оптимизации режимов упрочнения на стадии проектирования необходимо разрабатывать специализированные расчётно-теоретические и расчётно-экспериментальные методы. В данной работе для исследования применён расчётно-экспериментальный метод, который основан на использовании конечно-элементного моделирования (комплекс PATRAN/NASTRAN), а также экспериментальных механических методов определения остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя.

Использованный в данном исследовании расчётно-экспериментальный метод с применением образцов-свидетелей и современных расчётных комплексов позво-

ляет сохранить исследуемую деталь и получить распределение остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя в любом её сечении. В этом случае при измерении остаточных напряжений механическими методами разрушению подвергается только образец-свидетель. Такой образец, имеющий определённую форму и геометрические размеры, проходит весь технологический цикл обработки вместе со штатной деталью.

В основе вышеуказанного расчётно-экспериментального метода лежит известная концепция, что обрабатываемые совместно деталь и образец-свидетель при поверхностном пластическом деформи-

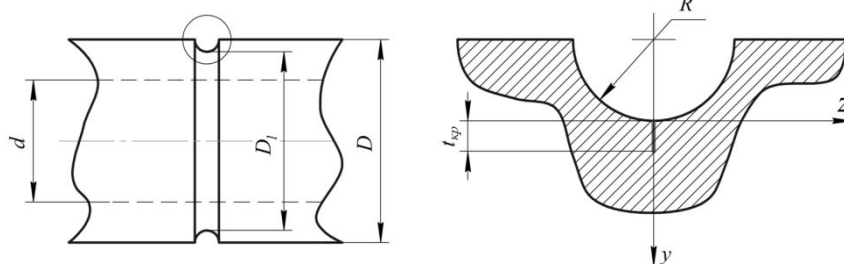


Рис. 1. Цилиндрический образец с надрезом и нераспространяющаяся трещина усталости

образцы перед испытаниями подвергались гидродробеструйной обработке (ГДО). В качестве образца-свидетеля при проведении исследований использовалась цилиндрическая втулка диаметром 51,5 мм и длиной 45 мм, в которой определялись остаточные напряжения по толщине упрочнённого поверхностного слоя методом колец и полосок [5].

Моделирование остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя выполнялось методом термоупругости [6] с использованием комплекса PATRAN/NASTRAN. При проведении расчётов были приняты следующие условия:

- все образцы и образец-свидетель при упрочнении получали одинаковые изотропные первоначальные деформации;
- деформации сдвига малы, и в первоначальных деформациях эта составляющая не учитывалась.

Расчёты проводились в следующей последовательности:

– получение одинаковых первоначальных деформаций [1-3]. Однако, во всех случаях практического применения, эта концепция требует проведения тщательной экспериментальной и расчётной проверки. С целью апробации и правильности выбора принятых положений и расчётных методов был проведён анализ результатов испытаний на усталость и экспериментального определения остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя цилиндрических образцов из стали 40X [4] с размерами  $D \times d = 25 \text{ мм} \times 19 \text{ мм}$ , где  $D$  – наружный диаметр,  $d$  – внутренний диаметр (рис. 1).

– определение первоначальных деформаций на образце-свидетеле  $\varnothing 51,5 \text{ мм} \times 45 \text{ мм}$ ;

– расчёт распределения остаточных напряжений в исследуемых образцах по полученным значениям первоначальных деформаций образца-свидетеля;

– сравнение расчётных распределений остаточных напряжений для образцов с их экспериментальными распределениями;

– расчёт распределения остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя опасного сечения образцов с надрезами;

– прогнозирование приращения предела выносливости образцов с надрезами за счёт упрочнения и сравнение полученных значений с результатами испытаний образцов на усталость.

При определении первоначальных деформаций в конечно-элементной модели образца-свидетеля в качестве исходных данных использовалось экспериментальное распределение осевых  $\sigma_z$  остаточных

напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя  $a$  (рис. 2) этого образца.

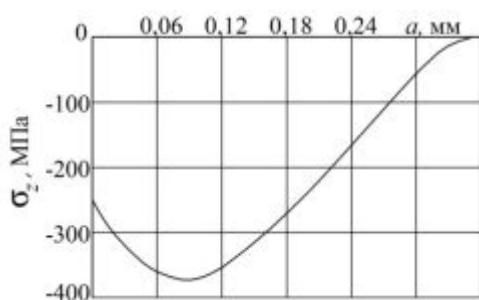


Рис. 2. Осевые  $\sigma_z$  остаточные напряжения в образце-свидетеле (штулка  $\text{Ø}51,5\text{мм} \times 45\text{ мм}$ ) после ГДО

Известно [7], что при оценке приращения предела выносливости за счёт поверхностного упрочнения определяющими являются осевые остаточные напряжения. Поэтому сравнение расчётных и экспериментальных распределений остаточных напряжений выполнялось по осевой компоненте. На рис. 3 представлены экспериментальные [4] и расчётные распределения осевых  $\sigma_z$  остаточных напряжений в гладких образцах с размерами  $D \times d = \text{Ø}25\text{ мм} \times 19\text{ мм}$  по толщине поверхностного слоя  $a$ . Из данных рис. 3 видно, что расхождение расчётных и экспериментальных значений наибольших осевых  $\sigma_z$  остаточных напряжений не превышает 8%.

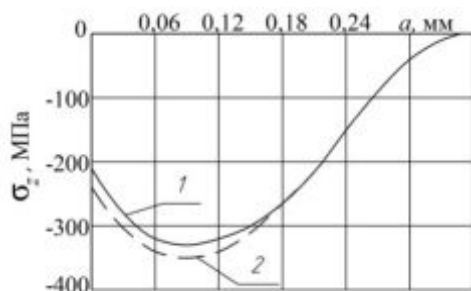


Рис. 3. Осевые  $\sigma_z$  остаточные напряжения в гладких образцах с размерами  $D \times d = \text{Ø}25\text{ мм} \times 19\text{ мм}$  после ГДО, определённые экспериментально (1) и расчётом (2)

Полученное расчётным методом распределение осевых остаточных напря-

жений в гладких образцах после гидродробеструйной обработки использовалось для расчёта распределения остаточных напряжений в образцах с круговым надрезом полукруглого профиля радиуса  $R = 0,3\text{ мм}$ , нанесённым на гладкие образцы после упрочнения ГДО. Остаточные напряжения в образцах с надрезами определялись как сумма дополнительных напряжений, возникающих за счёт перераспределения остаточных усилий при нанесении надреза, и остаточных напряжений гладких образцов.

Дополнительные остаточные напряжения рассчитывались двумя методами: аналитическим [8] и численным с использованием программного комплекса PATRAN/NASTRAN [6]. На рис. 4 представлены экспериментальная [4] и расчётная эпюры осевых  $\sigma_z$  остаточных напряжений по толщине  $a$  поверхностного слоя опасного сечения образцов с надрезами после опережающего поверхностного пластического деформирования. Можно видеть, что остаточные напряжения, полученные по экспериментальной и расчётной эпюрам гладкого образца, отличаются по наибольшим значениям не более, чем на 6%.

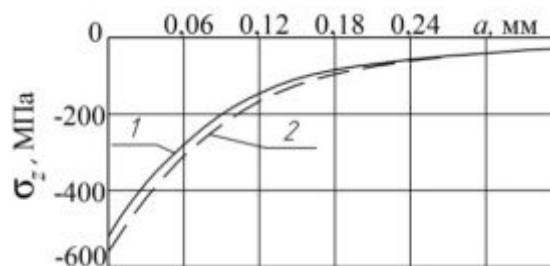


Рис. 4. Осевые  $\sigma_z$  остаточные напряжения в образцах с размерами  $D \times d = \text{Ø}25\text{мм} \times 19\text{ мм}$  с надрезом  $R = 0,3\text{ мм}$ , вычисленные по экспериментальным (1) и расчётным (2) данным

Прогнозирование влияния гидродробеструйной обработки на приращение предела выносливости образцов с надрезом при изгибе в случае симметричного цикла  $\Delta\sigma_{-1}$  с использованием критерия среднеинтегральных остаточных напря-

жений  $\bar{\sigma}_{ocm}$  [4, 9] проводилось по следующей зависимости:

$$\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_{\sigma} |\bar{\sigma}_{ocm}|. \quad (1)$$

Здесь  $\bar{\psi}_{\sigma}$  – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию  $\bar{\sigma}_{ocm}$ :

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

где  $\sigma_z(\xi)$  – осевые остаточные напряжения в опасном сечении образца по толщине поверхностного слоя  $a$ ;  $\xi = a/t_{kp}$  – расстояние от поверхности опасного сечения образца до текущего слоя, выраженное в долях  $t_{kp}$ ;  $t_{kp}$  – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей в опасном сечении упрочнённого образца (детали) при работе на пределе выносливости (рис. 1).

На основании многочисленных экспериментальных данных для образцов и деталей из различных материалов с различными концентраторами напряжений в работе [10] было установлено, что коэффициент  $\bar{\psi}_{\sigma}$  зависит только от степени концентрации напряжений и вычисляется для случая изгиба по следующей формуле:

$$\bar{\psi}_{\sigma} = 0,612 - 0,081\alpha_{\sigma}, \quad (3)$$

где  $\alpha_{\sigma}$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений, который определялся по данным справочника [11]. В исследуемом случае при  $\alpha_{\sigma} = 3,0$  коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию  $\bar{\sigma}_{ocm}$  составил  $\bar{\psi}_{\sigma} = 0,369$ .

В работах [4, 12-14] установлено, что критическая глубина  $t_{kp}$  нераспространяющейся трещины усталости не зависит от вида поверхностного упрочнения, материала, типа и размеров концентратора, величины сжимающих остаточных напряжений, типа деформации, асимметрии цикла напряжений и определяется только размерами опасного поперечного сечения детали. Для полых ци-

линдрических образцов и деталей зависимость для  $t_{kp}$  имеет следующий вид [4, 13]:

$$t_{kp} = 0,0216D_1 \left[ 1 - 0,04 \left( \frac{d}{D_1} \right)^2 - 0,54 \left( \frac{d}{D_1} \right)^3 \right], \quad (4)$$

где  $D_1$  – диаметр опасного сечения образца или детали,  $d$  – диаметр отверстия образца или детали (рис. 1). Расчётное значение  $t_{kp}$ , вычисленное по формуле (4) при  $D_1 = 24,4$  мм и  $d = 19$  мм, составляет 0,380 мм.

Критерий среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ocm} = -117$  МПа вычислялся по формуле (2) по толщине поверхностного слоя опасного сечения образцов с надрезом, равной критической глубине  $t_{kp}$  нераспространяющейся трещины усталости. При расчёте критерия  $\bar{\sigma}_{ocm}$  использовалось распределение осевых  $\sigma_z$  остаточных напряжений в образцах с надрезом  $R = 0,3$  мм, приведённое на рис. 4.

После вычисления критерия  $\bar{\sigma}_{ocm}$  и коэффициента  $\bar{\psi}_{\sigma}$ , по формуле (1) определялось расчётное значение приращения предела выносливости  $(\Delta\sigma_{-1})_{расч}$  упрочнённых гидродробеструйной обработкой образцов с надрезом радиуса  $R = 0,3$  мм, которое составило  $(\Delta\sigma_{-1})_{расч} = 43,2$  МПа. Эта величина сравнивалась с экспериментальным значением  $(\Delta\sigma_{-1})_{расч} = 40$  МПа, приведённым в работе [4]. Следовательно, расхождение между расчётным и экспериментальным значениями приращения предела выносливости за счёт ГДО не превышает 8%. Поэтому, используя результаты определения остаточных напряжений в образцах-свидетелях, представляется возможным прогнозировать предел выносливости поверхностно упрочнённых цилиндрических деталей из стали 40Х в условиях концентрации напряжений с достаточной для многоциклового усталости точностью.



## Выводы

1. Используемый в работе метод расчёта остаточных напряжений в полых цилиндрических образцах диаметром 25/19 мм/мм из стали 40X после гидродробеструйной обработки по первоначальным деформациям образца-свидетеля показал, что расхождение между расчётными и экспериментальными значениями остаточных напряжений в гладких образцах не превышает 8%, в образцах с надрезом – 6%.

2. При оценке влияния поверхностного упрочнения гидродробеструйной обработкой на сопротивление усталости при изгибе в случае симметричного цикла полых цилиндрических образцов из стали 40X с надрезом установлено, что использование рассчитанного по первоначальным деформациям образца-свидетеля распределения остаточных напряжений позволяет прогнозировать приращение предела выносливости образцов в условиях концентрации напряжений с точностью до 8%.

3. Для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённой полый детали с концентратором напряжений вначале необходимо определить первоначальные деформации образца-свидетеля, обработанного одновременно с упрочняемой деталью. По первоначальным деформациям образца-свидетеля производится расчёт остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали. Критическая глубина  $t_{кр}$  нераспространяющейся трещины усталости вычисляется по формуле (4), критерий среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$  – по формуле (2), коэффициент  $\bar{\psi}_{\sigma}$  влияния упрочнения на предел выносливости – по зависимости (3). После определения значений критерия  $\bar{\sigma}_{ост}$  и коэффициента  $\bar{\psi}_{\sigma}$  по формуле (1) рассчитывается приращение предела выносливости  $\Delta\sigma_{-1}$  поверхностно упрочнённой детали с концентратором напряжений.

## Библиографический список

1. Биргер И.А. Остаточные напряжения. М.: Машгиз, 1963. 232 с.
2. Павлов В.Ф., Столяров А.К., Вакулюк В.С., Кирпичёв В.А. Расчёт остаточных напряжений в деталях с концентраторами напряжений по первоначальным деформациям. Самара: СНЦ РАН, 2008. 124 с.
3. Стружанов В.В. Об остаточных напряжениях после прокатки и расслоении двухслойных полос // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки. 2010. № 5(21). С. 55-63.
4. Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулюк В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям. Самара: СНЦ РАН, 2012. 125 с.
5. Иванов С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок // Остаточные напряжения. Вып. 53. Куйбышев: КуАИ, 1971. С. 32-42.
6. Сазанов В.П., Чирков А.В., Самойлов В.А., Ларионова Ю.С. Моделирование перераспределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических образцах при опережающем поверхностном пластическом деформировании // Вестник СГАУ. 2011. № 3(27), ч. 3. С. 171-174.
7. Иванов С.И., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений и наклёпа на усталостную прочность // Проблемы прочности. 1976. № 5. С. 25-27.
8. Иванов С.И., Шатунов М.П., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций: межвузовский сборник. Вып. 3. Куйбышев: КуАИ, 1974. С. 88-95.
9. Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напря-

жений // Известия вузов. Машиностроение. 1986. № 8. С. 29-32.

10. Кирпичёв В.А., Филатов А.П., Каранаева О.В., Чирков А.В., Семёнова О.Ю. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАНУ, 2011. С. 678-685.

11. Петерсон Р.Е. Коэффициенты концентрации напряжений. М.: Мир, 1977. 304 с.

12. 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.

13. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали // Известия вузов. Машиностроение. 1988. № 12. С. 37-40.

14. Иванов С.И., Павлов В.Ф., Коновалов Г.В., Минин Б.В. Технологические остаточные напряжения и сопротивление усталости авиационных резьбовых деталей. М.: Отраслевая библиотека «Технический прогресс и повышение квалификации» МАП, 1992. 192 с.

### **Информация об авторах**

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

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

**Шадрин Валентин Карпович**, кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов, Самарский

государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru). Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

**Сургутанов Николай Андреевич**, аспирант кафедры сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru). Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

**Шляпников Павел Анатольевич**, студент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru). Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

## **ASSESSING THE INFLUENCE OF SURFACE HARDENING ON THE ENDURANCE LIMIT OF SPECIMENS MADE OF STEEL 40X USING RESIDUAL STRESSES OF REFERENCE SPECIMEN**

©2014 V.P. Sazanov, V.S. Vakuljuk, V.K. Shadrin, N.A. Surgutanov, P.A. Shlyapnikov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The possibility of the employment of reference specimens hardened simultaneously with the parts has been examined for the hydroblasting influence estimation on the parts with concentrators endurance limit on the example of hollow cylindrical parts made of steel 40 with circular cuts of semicircular profile with the radius 0,3 mm. The investigation has shown that the difference between residual stresses values found by calculating and experimental methods doesn't exceed 8% in smooth specimens, in specimens with cuts – 6%. Under the hydroblasting influence on the endurance limit estimation in conditions of bending in the case of symmetric cycle for hollow cylindrical specimens made of steel 40X with cut of radius 0,3 mm it's been established that the employment of residual stresses distribution calculated by the initial deformations of reference specimen let predict the specimens endurance limit increase under stress concentration conditions to an approximation of 8%. It has been shown that it's reasonable to use the average integral residual stresses criterion calculated through the dangerous section surface layer thickness equal the non-propagating fatigue crack critical depth for the prediction of the endurance limit increase of hardened by hydroblasting specimens made of steel 40 with stress concentrators.

*Surface hardening, reference specimen, residual stresses, endurance limit.*

### **References**

1. Birger I.A. Ostatochnye napryazheniya [Residual stresses]. Moscow: Mashgiz Publ., 1963. 232 p.
2. Pavlov V.F., Stolyarov A.K., Vakulyuk V.S., Kirpichev V.A. Raschet ostatochnykh napryazhenii v detalyakh s kontsentratorami napryazhenii po pervonachal'nym deformatsiyam [Residual stresses calculation in parts with stress concentrators on initial deformations]. Samara: Samarskiy nauchnyy tsentr RAN Publ., 2008. 124 p.
3. Strugeanov V.V. About residual stresses after rolling and exfoliation of two-ply stripe // Vestnik SamGTU. Seriya: Fiziko-Matematicheskie nauki. 2010. No. 5(21). P. 55-63. (In Russ.)
4. Pavlov V.F., Kirpichyov V.A., Vakulyuk V.S. Prognozirovaniye soprotivleniya ustalosti poverkhnostno uprochnennykh detalei po ostatochnym napryazheniyam [Surface hardened parts fatigue resistance prediction by residual stresses]. Samara: Samarskiy nauchnyy tsentr RAN Publ., 2012. 125 p.
5. Ivanov S.I. K opredeleniyu ostatochnykh napryazhenii v tsilindre metodom kolets i polosok // Ostatochnye napryazheniya. Issue 53. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute Publ., 1971. P. 32-42. (In Russ.)
6. Sazanov V.P., Chirkov A.V., Samoylov V.A., Larionova Yu.S. Modeling of redistribution of residual stresses in the cylindrical specimens after advancing surface plastic forming // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2011. No. 3(27), part 3. P. 171-174. (In Russ.)
7. 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.
8. Ivanov S.I., Shatunov M.P., Pavlov V.F. Vliyanie ostatochnykh napryazhenii na vynoslivost' obratsov s nadrezom // Voprosy prochnosti elementov aviatsionnykh konstruktsiy: Mezhvuzovskiy sbornik. Issue 3. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute Publ., 1974. P. 88-95. (In Russ.)
9. Pavlov V.F. About connection between residual stresses and endurance limit under bending under stresses concentration conditions // Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building. 1986. No. 8. P. 29-32. (In Russ.)

10. Kirpichyov V.A. Filatov A.P., Karanaeva O.V., Chirkov A.V., Semyonova O.Yu. Surface hardened parts endurance limit prediction under stresses concentration various degree // International Scientific Technical Conference Transactions “Materials and constructions elements strength”. Kiev: the G.S. Pisarenko Strength Problems Institute of the Ukraine Academy of Sciences Publ., 2011. P. 678-685. (In Russ.)

11. Peterson R.E. Koeffitsienty kontsentratsii napryazhenii [Stresses concentration coefficients]. Moscow: Mir Publ., 1977. 304 p.

12. Pavlov V.F. Residual stresses in the part with a concentrator surface layer value and distribution influence on the endurance limit. Report 1. Solid parts // Proceedings of

Higher Educational Institutions. Machine Building. 1988. No. 8. P. 22-26. (In Russ.)

13. Pavlov V.F. Residual stresses in the part with a concentrator surface layer value and distribution influence on the endurance limit. Report 2. Hollow parts // Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building. 1988. No. 12. P. 37-40. (In Russ.)

14. Ivanov S.I., Pavlov V.F., Konovalov G.V., Minin V.B. Tekhnologicheskie ostatochnye napryazheniya i soprotivlenie ustalosti aviatsionnykh rez'bovykh detalei [Technological residual stresses and fatigue resistance of aviation threaded parts]. Moscow: Otraselevaya biblioteka «Tekhnicheskiiy progress i povyshenie kvalifikatsii» MAP Publ., 1992. 192 p.

#### About the authors

**Sazanov Vyacheslav Petrovich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of Strength of Materials Department, Samara State Aerospace University. E-mail: [sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru). Area of Research: residual stresses mechanics.

**Vakulyuk Vladimir Stepanovich**, Candidate of Science (Engineering), Associate professor of Strength of Materials Department, Samara State Aerospace University. E-mail: [sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru). Area of Research: residual stresses mechanics.

**Shadrin Valentin Karpovich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Pro-

fessor of Strength of Materials Department, Samara State Aerospace University. E-mail: [sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru). Area of Research: residual stresses mechanics.

**Surgutanov Nicolay Andreevich**, postgraduate student of Strength of Materials Department, Samara State Aerospace University. E-mail: [sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru). Area of Research: residual stresses mechanics.

**Shlyapnikov Pavel Anatolievich**, student of Samara State Aerospace University. E-mail: [sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru). Area of Research: residual stresses mechanics.

УДК 621.438

## ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОЙ ДИССИПАЦИИ АРГОНА, ПРОПАНА И ЭТАНА НА ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРИСТОЙ ПЛАСТИНЫ

© 2014 Б.Е. Байгалиев<sup>1</sup>, А.Г. Тумаков<sup>2</sup>, Е.А.Тумаков<sup>1</sup>, А.И. Ибрагимов<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Казанский научно-исследовательский технический университет –  
КАИ им. А. Н. Туполева

<sup>2</sup>«Энергомаш (Волгодонск) – Атоммаш»

Приводится информация об использовании дифференциального уравнения температурного поля пористой пластины, выведенного с учётом нагрева скелета за счёт действия сил трения при проталкивании охладителя через пористую пластину. Температурное поле пористой пластины определяется при различных значениях пористости и различных видах теплоносителя при граничных условиях третьего рода. Расчёт температурного поля пористой пластины с учётом диссипации осуществлён с помощью программ, составленных в Matlab. При пористости вставки 0,20 влияние вязкой диссипации присутствует, но пренебрежимо мало. Повышение пористости не приводит к значительным отличиям расчёта температурного состояния пористой вставки с учётом и без учёта вязкой диссипации. Учёт вязкой диссипации в расчёте на тепловое состояние пористой вставки с пористостью более 0.2 не нужен. Установлено, что при уменьшении пористости матрицы наблюдается рост её температуры. Результаты расчёта показали, что изменение расхода теплоносителя к конечной границе матрицы может вызывать как увеличение, так и уменьшение температуры, что говорит о важности учёта вязкой диссипации и правильного подбора как расходов и пористостей, так и рода теплоносителя.

*Пористость, температурное поле, диссипация, теплоноситель, аргон, пропан, этан.*

Разработка новых газотурбинных двигателей (ГТД) с высоким кпд требует увеличения температуры продуктов сгорания. Теплозащита лопаток при этом возможна с использованием пористых вставок. Влияние вязкой диссипации энергии при течении газа через пористую вставку не учитывалось. При определённых условиях (тип охлаждающего газа, его расход, пористость вставки) охлаждающий газ может вместо охлаждения повысить температуру лопатки. В данной работе предлагается дифференциальное уравнение течения газа через пористую вставку с учётом вязкой диссипации и программа решения его в системе MatLab. Результаты расчёта показали, что при уменьшении пористости вставки до 0,02, а также при неизменной пористости и увеличении расхода (от 1 до 5 кг/(м<sup>2</sup>с)), температура вставки может уменьшаться и увеличиваться в зависимости от рода теплоносителя и сочетаний расходов и пористостей. При пористости вставки 0,20 влияние вязкой диссипации присутствует, но пренебрежимо мало. Повышение

пористости не приводит к значительным отличиям расчёта температурного состояния пористой вставки с учётом и без учёта вязкой диссипации. Значит учёт вязкой диссипации в расчёте на тепловое состояние пористой вставки с пористостью более 0.2 не нужен.

Выведенное уравнение описывает тепловое состояние пористой стенки и учитывает её подогрев за счёт трения охлаждающего газа о её поверхность. Показано, что возможны режимы течения теплоносителя, при которых его температура может превышать температуру пористой стенки. Кроме того, если температура теплоносителя выше температуры пористой стенки, тепловой поток будет направлен в сторону пористой стенки, и тем самым температура последней будет возрастать.

Учёт всех параметров и правильный выбор теплоносителя позволит более точно и экономично подойти к вопросу о тепловой защите лопаток турбины. Зная нужный конечный результат, можно получить чёткие характеристики пористой пластины, а также тип теплоносителя.

С помощью программы, написанной на языке MatLab, решается полученное уравнение при разных входных характеристиках и для различных теплоносителей. Результаты для наглядности представлены в виде графиков. Ранее рассматривались:  $H_2$ ,  $O_2$ , He,  $N_2$ ,  $CH_4$ , воздух, продукты сгорания при пористостях: 0,02; 0,05; 0,20 и расходах: 1, 2, 3, 4, 5 кг/(м<sup>2</sup>·с). В данной работе исследовались аргон (рис.1), пропан (рис.2) и этан (рис.3) в газообразном состоянии при тех же условиях. Ниже изложена математическая модель, описывающая температурное состояние пористой пластины:

$$q_{x+dx} - q_x - dq_0 + dq_{mp} = 0, \quad (1)$$

где

$$q_{x+dx} = -\lambda(1 - \Pi) \left( \frac{dt}{dx} \right)_{x+dx} = \lambda(1 - \Pi) \left( \frac{dt}{dx} + \frac{d^2t}{dx^2} \right)_x,$$

$$dq_0 = a_v(t - t_0)dx,$$

$$q_{mp} = -vdp = -\frac{dp}{\rho}.$$

Тогда (1) будет иметь вид:

$$-\lambda\bar{\rho} \frac{d^2t}{dx^2} + \alpha_0(t - t_0) + \frac{dp}{\rho dx} = 0. \quad (2)$$

Используем уравнение течения газа через пористое тело:

$$\lambda(1 - \Pi) \frac{d^2t}{dx^2} + \alpha_2(t - t_2) + \frac{\alpha\mu_2 G_2}{8\rho_{cp}\rho} + \frac{\beta G_0^2}{g^2 \rho_{cp}\rho} = 0.$$

Преобразуя систему уравнений, получаем уравнение вида:

$$\frac{d^3\bar{\Theta}_0}{d\bar{x}^3} + \bar{B} \frac{d^2\bar{\Theta}_0}{d\bar{x}^2} - \bar{A} \frac{d\bar{\Theta}_0}{d\bar{x}} = \bar{B}\bar{C}, \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} \bar{A} &= A\delta^2 = \frac{\alpha_v \delta^2}{\lambda\bar{\rho}}, \quad \bar{B} = B\delta = \frac{\alpha_v \delta}{c_{p_0} G_0}, \quad \bar{B}\bar{C} = BC \frac{\delta^3}{t' - t_f} = \\ &= \frac{\alpha_0 \alpha_v \mu_0 \delta^3 G_0}{c_{p_0} \lambda \bar{\rho} \rho_0^2 (t' - t_f)} + \frac{\alpha_v \beta_0 \delta^3 G_0^2}{c_{p_0} \lambda \bar{\rho} \rho_0^2 g (t' - t_f)}. \end{aligned}$$

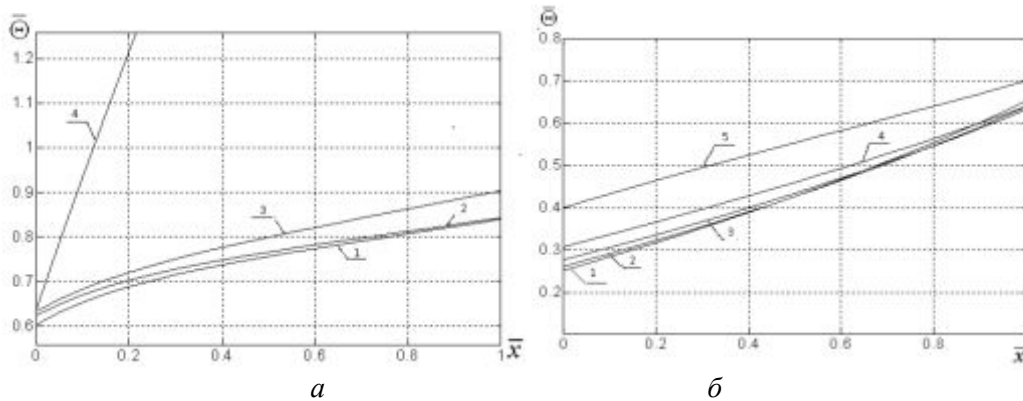


Рис. 1. Аргон: а) Влияние пористости при расходе аргона  $G=1$ :

1 -  $\Pi=0.2$ ; 2 -  $\Pi=0.1$ ; 3 -  $\Pi=0.05$ , 4 -  $\Pi=0.02$ ;

б) Влияние расхода аргона при  $\Pi=0.05$ : 1 -  $G_0=1$  кг/(м<sup>2</sup>·с); 2 -  $G_0=2$  кг/(м<sup>2</sup>·с),

3 -  $G_0=3$  кг/(м<sup>2</sup>·с), 4 -  $G_0=4$  кг/(м<sup>2</sup>·с), 5 -  $G_0=5$  кг/(м<sup>2</sup>·с)

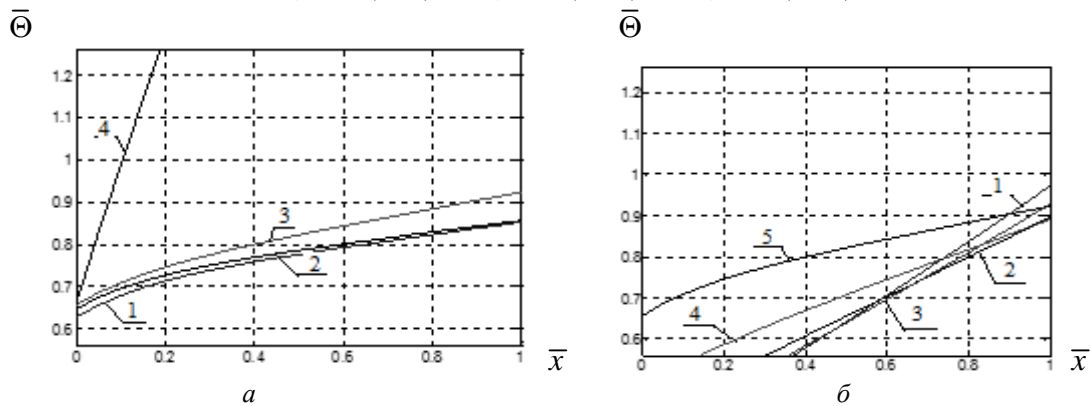


Рис.2. Пропан: а) Влияние пористости при  $G=1$ : 1 -  $\Pi=0.2$ ; 2 -  $\Pi=0.1$ ; 3 -  $\Pi=0.05$ , 4 -  $\Pi=0.02$ ;

б) Влияние расхода при  $\Pi=0.05$ : 1 -  $G_0=1$  кг/(м<sup>2</sup>·с); 2 -  $G_0=2$  кг/(м<sup>2</sup>·с), 3 -  $G_0=3$  кг/(м<sup>2</sup>·с),

4 -  $G_0=4$  кг/(м<sup>2</sup>·с), 5 -  $G_0=5$  кг/(м<sup>2</sup>·с)

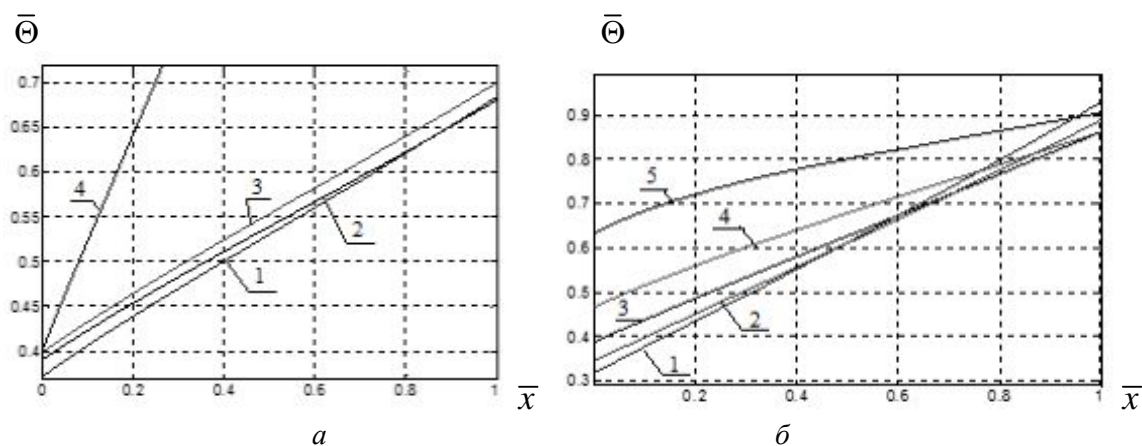


Рис. 3. Этан: а) Влияние пористости при расходе этана  $G=1$ :  
 1 -  $P=0.2$ ; 2 -  $P=0.1$ ; 3 -  $P=0.05$ , 4 -  $P=0.02$ ;  
 б) Влияние расхода при  $P=0.05$ : 1 -  $G_0=1$  кж/(м<sup>2</sup>.с); 2 -  $G_0=2$  кж/(м<sup>2</sup>.с),  
 3 -  $G_0=3$  кж/(м<sup>2</sup>.с), 4 -  $G_0=4$  кж/(м<sup>2</sup>.с), 5 -  $G_0=5$  кж/(м<sup>2</sup>.с)

Решение уравнения (3):

$$\bar{\Theta}_0 = C_1 + C_2 e^{\alpha_2 \bar{x}} + C_3 e^{\alpha_3 \bar{x}} - \frac{\bar{B}\bar{C}}{A} \bar{x},$$

$$-\frac{\bar{B}\bar{C}}{A} = -\frac{\alpha_v \mu_0 \delta G_0}{c_{p_0} \rho_0^2 (t' - t_f)} + \frac{\beta_0 \delta G_0^2}{c_{p_0} \rho_0^2 g (t' - t_f)},$$

$$\alpha_{2,3} = -\frac{\alpha_v \delta}{c_{p_0} G_0} \pm \sqrt{\left(\frac{\alpha_v \delta}{c_{p_0} G_0}\right)^2 + \frac{\alpha_v \delta^2}{\lambda \bar{\rho}}}.$$

Из полученных результатов видно, что при уменьшении пористости матрицы увеличивается её температура.

При изменении расхода теплоносителя результаты расчёта показывают, что к конечной границе матрицы можно получить как увеличение, так и уменьшение температуры, что говорит о важности учёта вязкой диссипации и правильности подбора как расходов и пористостей, так и рода теплоносителя.

### Информация об авторах

**Байгалиев Борис Ергазович**, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и энергетического машиностроения, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н.Туполева – КАИ. E-mail: [baigaliev@rambler.ru](mailto:baigaliev@rambler.ru). Область научных интересов: теплофизика, тепловые двигатели.

**Тумаков Алексей Григорьевич**, кандидат технических наук, ведущий инженер по расчётам Отдела главного конструктора, Волгодонский филиал ЗАО Инжиниринговая компания «АЭМ-технологии». E-mail: [tumakov\\_ag@atomash.ru](mailto:tumakov_ag@atomash.ru). Область научных интересов: авиационные и ракетные двигатели.

**Тумаков Евгений Алексеевич**, аспирант кафедры теплотехники и энергетического машиностроения, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева – КАИ, E-mail: [tumakov\\_ag@atomash.ru](mailto:tumakov_ag@atomash.ru). Область научных интересов: теплофизика, тепловые двигатели, теплофизика.

**Ибрагимов Альберт Ильгизович**, магистрант, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н.Туполева – КАИ. E-mail: [albertnv@googlemail.com](mailto:albertnv@googlemail.com). Область научных интересов: теплофизика, тепловые двигатели.

## **INFLUENCE OF ARGON, PROPANE AND ETHANE VISCOUS DISSIPATION ON THE THERMAL STATE OF A POROUS PLATE**

© 2014 B.E. Baigaliev<sup>1</sup>, A.G. Tumakov<sup>2</sup>, E.A. Tumakov<sup>1</sup>, A.I. Ibragimov<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Kazan State Technical University named after A.N. Tupolev – KAI,  
Kazan, Russian Federation

<sup>2</sup>«EnergoMash (Volgodonsk) – Atommash», Volgodonsk, Russian Federation

The report provides information of using a differential equation of the temperature field of the porous plate, derived taking into account the heating of the skeleton due to the forces of friction when pushing the coolant through the porous plate. Temperature field of the porous plate is determined for different values of porosity and different types of coolant under the boundary conditions of the third kind. Calculation of the temperature field of the porous plate, taking into account the dissipation implemented through programs compiled in Matlab. When the porosity of the insert 0,20 viscous dissipation effect is present, but negligible. Increasing porosity does not lead to significantly different calculation of the temperature condition of the porous insert with and without consideration of viscous dissipation. So keeping the viscous dissipation per thermal state of the porous insert with a porosity of more than 0.2 is not washed away. It was found that the porosity of the matrix is observed increase its temperature. Results showed that when the water flow to the final boundary of the matrix, we can observe both an increase and a decrease in temperature, which indicates the importance of taking account of viscous dissipation and proper selection of both costs and porosities, and the kind of coolant.

*Porosity, temperature field, dissipation, heat transfer fluid, argon, propane, ethane.*

### **About the authors**

**Baygaliev Ergazovich Boris**, Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Thermal Engineering and Energy Engineering, Kazan State Technical University named after A.N. Tupolev – KAI. E-mail: baigaliev@rambler.ru. Area of Research: thermal physics, heat engines.

**Tumakov Aleksey Grigorievich**, Candidate of Science (Engineering), chief engineer for the calculations of the Chief Designer Volgodonsk branch JSC Engineering Company "AEM technology». E-mail: tumakov\_ag@atommash.ru. Area of Research: aviation and rocket engines.

**Tumakov Evgeniy Alekseevich** postgraduate student of Thermal Engineering and Energy Engineering, Kazan State Technical University named after A.N. Tupolev – KAI. E-mail: tumakov\_ag@atommash.ru. Area of Research: thermal physics, heat engines, thermal physics.

**Ibragimov Albert Ilgizovich**, graduate student, Kazan State Technical University named after A.N. Tupolev – KAI. E-mail: albertnv@googlemail.com. Area of Research: thermal physics, heat engines.



УДК 621.438

## ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЗАКОНА ДАРСИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ И РАЗРАБОТКАХ ЛОПАТОК ГИБРИДНОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ВОЗДУШНО-КОСМИЧЕСКОГО САМОЛЁТА

© 2014 Б.Е. Байгалиев<sup>1</sup>, А.Г. Тумаков<sup>2</sup>, Е.А. Тумаков<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Казанский национальный исследовательский технический университет

имени А.Н. Туполева – КАИ

<sup>2</sup> «Энергомаш (Волгодонск) – Атоммаш»

Рассматриваются два метода моделирования пористого материала. На первом этапе расчётным путём получены расходные характеристики и, соответственно, вязкостные и инерционные коэффициенты для моделей пористых материалов, состоящих из сферических частиц. На основании этих данных выполнена оценка соответствия расходных характеристик для моделей пористых материалов, состоящей из сферических частиц произвольной засыпки и точно такой же по геометрическим размерам модели течения в соответствии с законом Дарси. Полученные данные были использованы для оценки диссипации энергии вследствие вязкостного трения при течении среды через пористое тело. В результате работы были сделаны следующие выводы. Во-первых, при отсутствии сведений о вязкостном и инерционном коэффициентах, определяющих расходную характеристику, данные коэффициенты с достаточной точностью можно получить расчётным путём в среде Ansys CFX для периодического фрагмента пористого тела. Во-вторых, наблюдается удовлетворительное согласование расходных характеристик для пористости  $\gamma \geq 0,1601$ , полученных в среде Ansys CFX для периодических фрагментов пористых тел и модели течения в соответствии с законом Дарси.

*Пористость, диссипация энергии, теплоноситель, закон Дарси, лопатки.*

В настоящее время одной из проблем создания воздушно-космического самолёта является разработка новых лопаток двигателя, способных переносить большие тепловые нагрузки в земных и космических условиях. В охлаждаемых лопатках высокотемпературных газовых турбин используется заградительное воздушное охлаждение, которое осуществляется вдувом относительно холодного воздуха на наружную поверхность профиля лопатки через отверстия или щели в стенке лопатки («плёночное охлаждение»), а также изготовлением её из пористого (пористого) материала («пористое охлаждение»). Варианты выполнения плёночного охлаждения лопаток возможны, когда оболочка целиком [1 - 4] или отдельные её части изготавливаются в виде навитой проволоки или сплетённых сеток, — так называемый материал «металлорезина». Поиск способов охлаждения лопаток газотурбинных установок привёл к идее изготовления их целиком из пористого материала. Охлаждаемая лопатка, содержащая полости для прохода охлаждающей среды, может быть полностью отформована

из пористого материала, проволочные переплетения которого образованы упруго-пористым нетканым материалом «металлорезина», изготовленным по любой известной технологии. Оценка эффективности охлаждения лопатки, полностью выполненной из пористого материала, в настоящей работе осуществлена численным моделированием такого способа её охлаждения. Численное моделирование основано на решении системы уравнений Навье-Стокса для модели турбулентной вязкости Eddy Viscosity Transport Equation, в которой модель пористости является одновременно обобщением уравнений Навье-Стокса и закона Дарси, используемого для потоков в пористой среде.

### Численное моделирование пористого охлаждения

В качестве элемента поверхности при организации пористого охлаждения используются структуры из системы трубок произвольного поперечного сечения, из волокон, сеток, слоёв одинаковых сфер, слоёв проволочных переплетений, «металлорезина» [1]. За

исключением нетканого материала «металлорезина», который представляет собой случайным образом переплетённые проволоочки, названные пористые структуры образованы периодическими элементами поверхности. Известно, что эффективность пористого охлаждения в значительной степени определяется расходной характеристикой (гидравлическим сопротивлением) применяемого материала, которая в свою очередь зависит от пористости, степени её равномерности, диаметра проволоочек или диаметра сферических частиц. Для определения потерь давления при ламинарном и турбулентном режимах течения охлаждающей среды в порах согласно [1] используется следующая зависимость

$$\rho_{жс} \cdot (p_{вх} - p_{вых}) / l = \alpha \cdot \mu \cdot j + \beta \cdot j^2$$

где  $\rho_{жс}$  - среднее значение плотности охлаждающей среды, кг/м<sup>3</sup>;

$p_{вх}$  - давление на входе в пористый участок, Па;

$p_{вых}$  - давление на выходе из пористого участка, Па;

$j = \rho_{жс} \cdot U$  - массовый расход через единицу площади пористого материала, кг/с·м<sup>2</sup>;

$U$  - скорость фильтрации, м/с;

$\mu$  - динамическая вязкость охлаждающей среды, Па·с;

$l$  - толщина (длина) пористого материала в направлении фильтрации, м;

$\alpha$  - вязкостный коэффициент пористого материала, 1/м<sup>2</sup>;

$\beta$  - инерционный коэффициент пористого материала, 1/м.

В этой связи большой практический интерес представляют способы расчётной оценки вязкостного  $\alpha$  и инерционного  $\beta$  коэффициента пористого материала.

Моделирование характеристик пористого материала может быть реализовано двумя способами. Первый из них предполагает полное геометрическое моделирование элемента периодической структуры пористой поверхности, второй - использование модели течения в

соответствии с законом Дарси, которая имеется в большинстве расчётных программ по гидродинамике, например Ansys CFX [2]. Очевидно, что при моделировании пористой структуры по первому способу требуется выполнить её дискретизацию большим количеством мелких элементов. В этом случае качество дискретизации определяется наличием значительных мощностей вычислительной техники и, в большинстве случаев, не позволяет решить задачу в исходной геометрической постановке. Применение модели течения в соответствии с законом Дарси позволяет обойти это препятствие. Рассмотрению особенностей моделирования пористого материала для этих двух случаев посвящена настоящая работа. На первом этапе расчётным путем были получены расходные характеристики и, соответственно, вязкостные и инерционные коэффициенты для моделей пористых материалов, состоящих из сферических частиц. На основании этих данных была выполнена оценка соответствия расходных характеристик для моделей пористых материалов, состоящих из сферических частиц произвольной засыпки и точно такой же по геометрическим размерам модели течения в соответствии с законом Дарси. Полученные таким образом данные затем были использованы для оценки диссипации энергии вследствие вязкостного трения при течении среды через пористое тело.

Рассмотрены пористые материалы, образованные сферическими частицами диаметром от 0,1010 до 0,1121 мм и имеющие различную объёмную пористость, изменяющуюся в диапазоне  $\gamma = 0,2919 - 0,1121$ . Для устранения особенностей в точках контакта сферических частиц при дискретизации расчётной области с пористостью  $\gamma = 0,2919$  они имели минимальные диаметры 0,1010 мм, а уменьшение пористости материала до  $\gamma = 0,1121$  достигалось увеличением диаметра сферических частиц до 0,1121 мм и, соответственно, их

взаимного пересечения при неизменных расположениях центров сфер в пространстве. На рис. 1 в качестве примера приведены фрагменты матриц и областей течения охлаждающей среды моделей из сферических частиц. Совместным периодическим продолже-

нием вышеупомянутых матриц и областей течения по направлениям «x» и «z» можно получить бесконечные пористые структуры при  $\gamma = 0,1104$  и  $\gamma = 0,2919$ , причём размер моделей в плане составляет  $0,1732 \times 0,2$  мм.

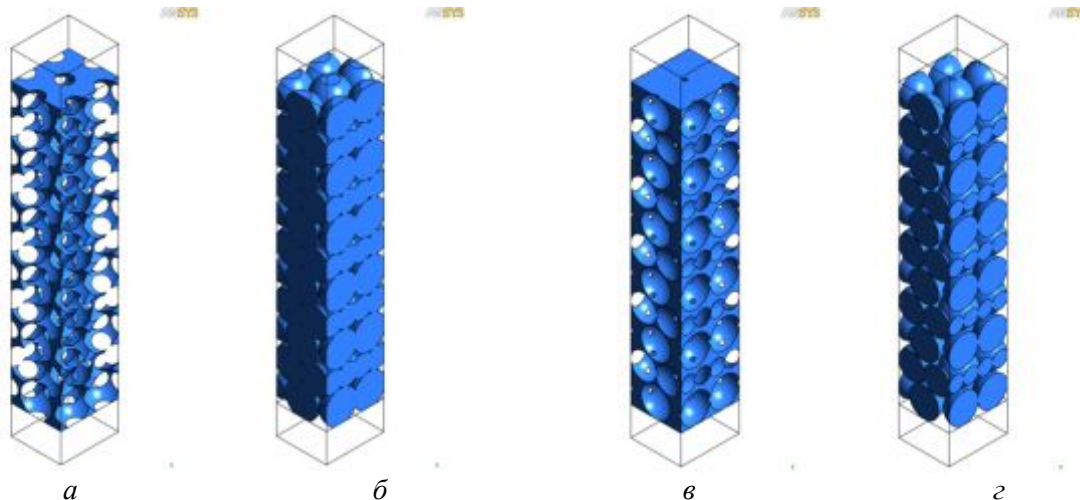


Рис. 1. Модели периодических элементов пористых тел из сферических частиц различной пористости:  $\gamma = 0,1104$ (а,б);  $\gamma = 0,2919$ (в,г); а, в – матрицы; б, г – области течения среды

Расчётная модель пористого материала из сферических частиц пористостью  $\gamma = 0,2919$  представлена на рис. 2 а). Для других значений пористости модели отличались только количеством элементов в пористой области течения среды и матрицы. Для реализации расчёта средствами Ansys CFX во всех случаях до и после пористого элемента были добавлены участки длиной 0,1мм (общая длина модели равна 1,166 мм). Дискретизация расчётной области течения среды в пористой части выполнена тетрайдальными элементами с максимальным размером ребра 0,005 мм, а матрицы – 0,01 мм. Дискретизация участков входа и выхода среды выполнена 50 слоями призматических элементов с максимальным размером ребра 0,01 мм. Расчёты выполнены для модели потока Total Energy с использованием модели турбулентности Shear Stress Transport (SST) [2]. Граничные условия представляют собой условия периодического продолжения (симметрии) в направлениях «x» и «z».

Модели для расчётов течений в соответствии с законом Дарси в гомогенной постановке при различных величинах объёмной пористости представляли собой параллелепипеды, соответствующие наружному контуру модели со сферическими частицами (рис. 2 б).

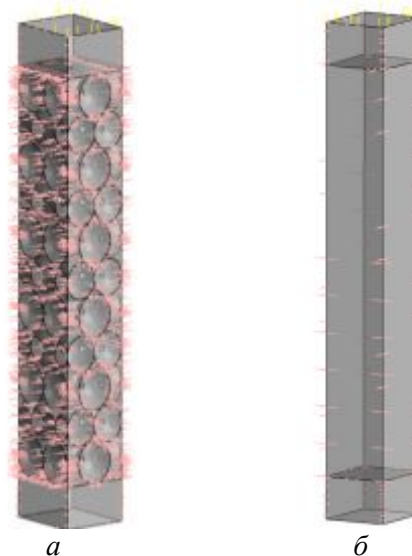


Рис. 2. Расчётные модели пористого материала: а - образованного сферическими элементами диаметром 0,1010 мм, пористость  $\gamma = 0,2919$ ; б – модель течения Дарси [2]

Расчёты расходных характеристик для моделей из сферических частиц, имеющих пористость  $\gamma = 0,1104; 0,1609; 0,2110; 0,2919$ , были выполнены при массовых расходах воздуха через единицу поверхности пористого материала, равных  $j = 1,1547; 2,3094; 3,4641; 4,6188$  кг/с·м<sup>2</sup> (рис. 3) при постоянной температуре на входе 300°С. На основании полученных расходных характеристик затем по

методике [1] были вычислены вязкостный (рис. 4) и инерционный (рис. 5) коэффициенты в зависимости от изменения объёмной пористости. На этих же рисунках для сравнения приведены аналогичные зависимости для вязкостного и инерционного коэффициентов, вычисленных для тела из сферических частиц по формулам [1].

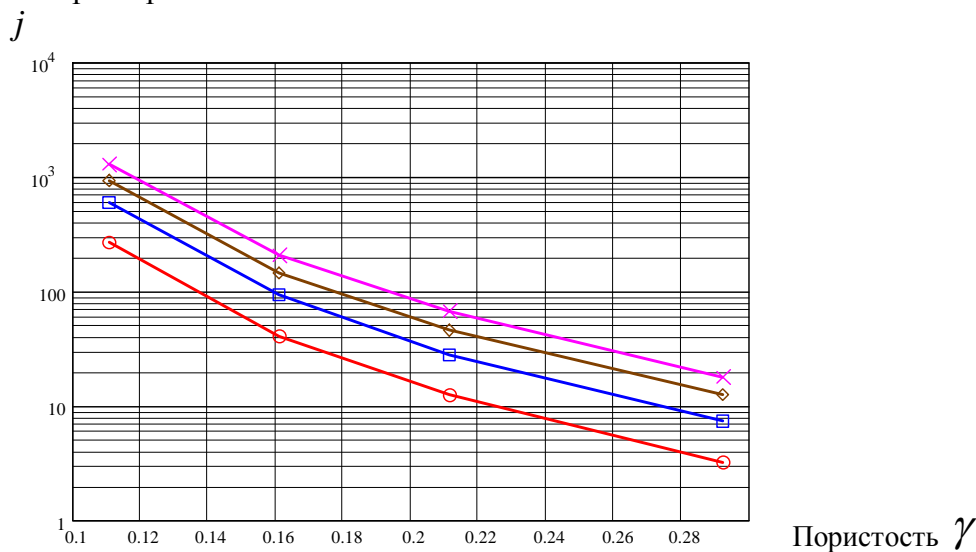


Рис. 3. Расходные характеристики моделей, образованных сферическими частицами, при различных величинах пористости и удельного расхода среды

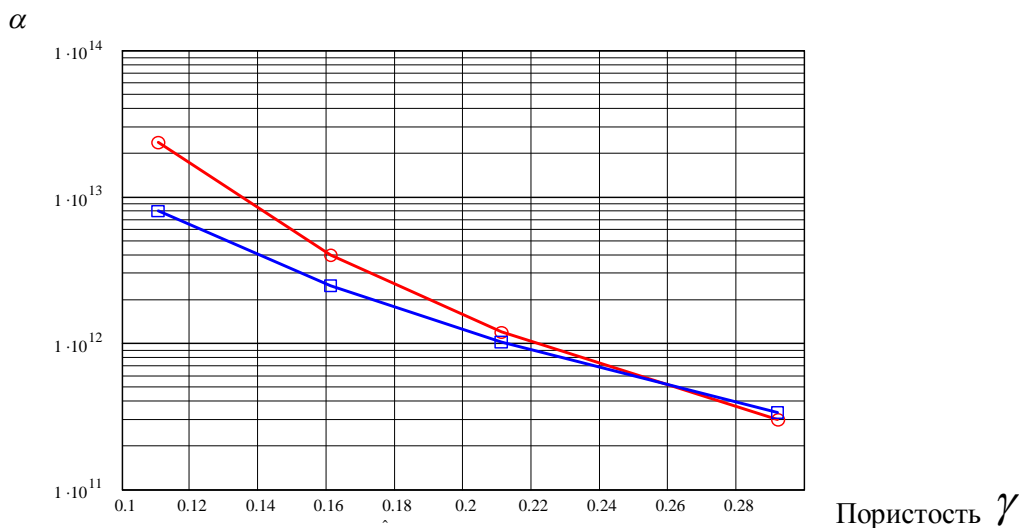


Рис. 4. Зависимости вязкостных коэффициентов от объёмной пористости моделей, образованных сферическими элементами

Как следует из зависимостей, представленных на рис. 4 и 5, наблюдается удовлетворительное согласование результатов, полученных расчётом в среде Ansys CFX и по формулам работы [1] для идеальных сфер. При этом деформация

сферических частиц при построении моделей в среде Ansys CFX (рис. 1) практически не отражается на величинах вязкостного и инерционного коэффициентов.

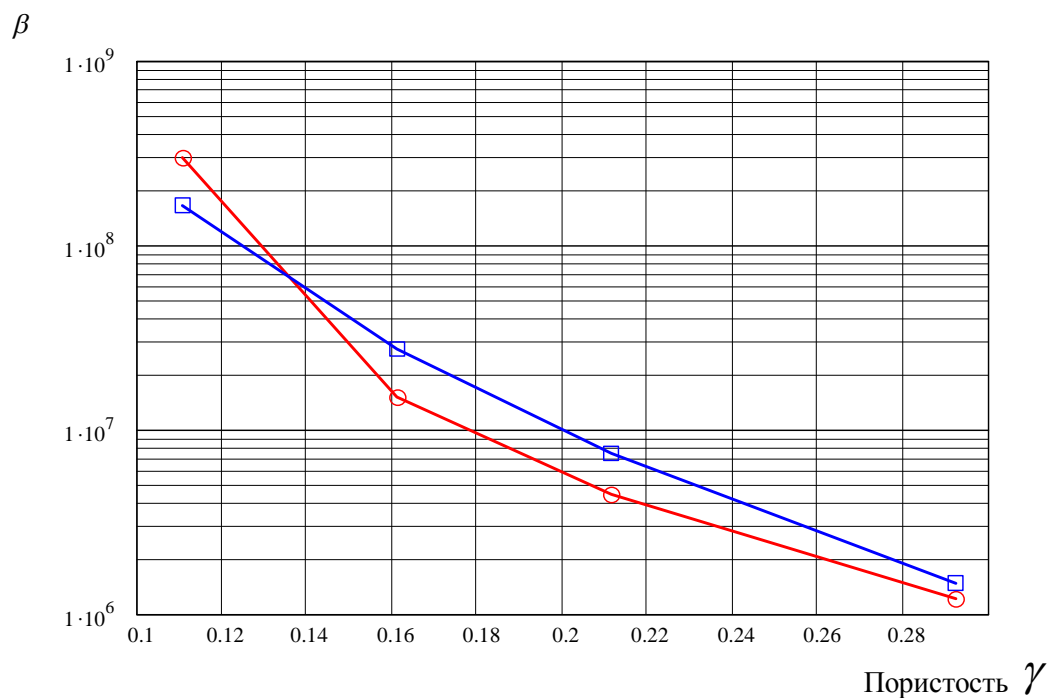


Рис. 5. Зависимости инерционных коэффициентов от объёмной пористости моделей, образованных сферическими элементами

На рис. 6 приведены относительные величины изменения потерь давления в зависимости от объёмной пористости

$$\delta = \frac{\Delta p_{\text{Дарси}}}{\Delta p_{\text{сф}}}$$

где  $\Delta p_{\text{сф}}$  - потери давления, вычисленные в среде Ansys CFX, для моделей, образованных сферическими частицами

(рис. 2а), Па;

$\Delta p_{\text{Дарси}}$  - потери давления, вычисленные в среде Ansys CFX, для модели течения в соответствии с законом Дарси [2] (рис. 2б), Па.

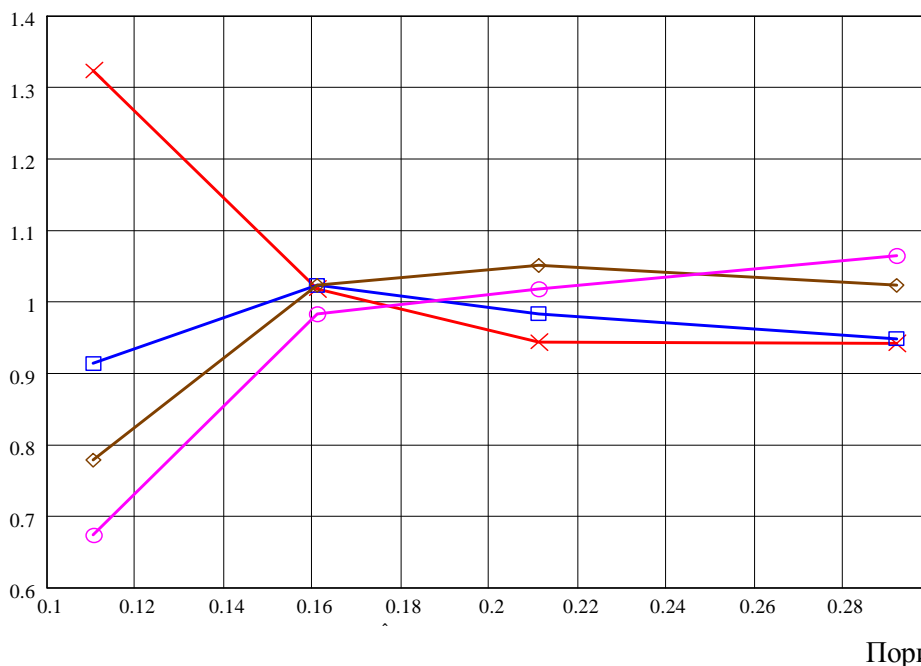


Рис. 6. Относительные величины изменения давления  $\delta$  в зависимости от объёмной пористости модели из сферических частиц и модели течения в соответствии с законом Дарси [2]

Как видно из рис. 6, потери давления, вычисленные в среде Ansys CFX для модели из сферических частиц и модели течения в соответствии с законом Дарси, согласно [2], удовлетворительно согласуются между собой при объемной пористости  $\gamma \geq 0,1601$ .

В данной работе предпринята попытка оценки диссипации энергии вследствие вязкого трения и преобразования её в тепло, выражающаяся в

изменении температуры среды при её прохождении через пористое тело. Для этой цели в моделях, образованных сферическими частицами, были выбраны 4 линии, соответствующие возможным траекториям течения среды в пористом теле. Данные линии приведены на рис. 7 и представляют собой траектории течения среды, которые могут прерываться материалом матрицы.

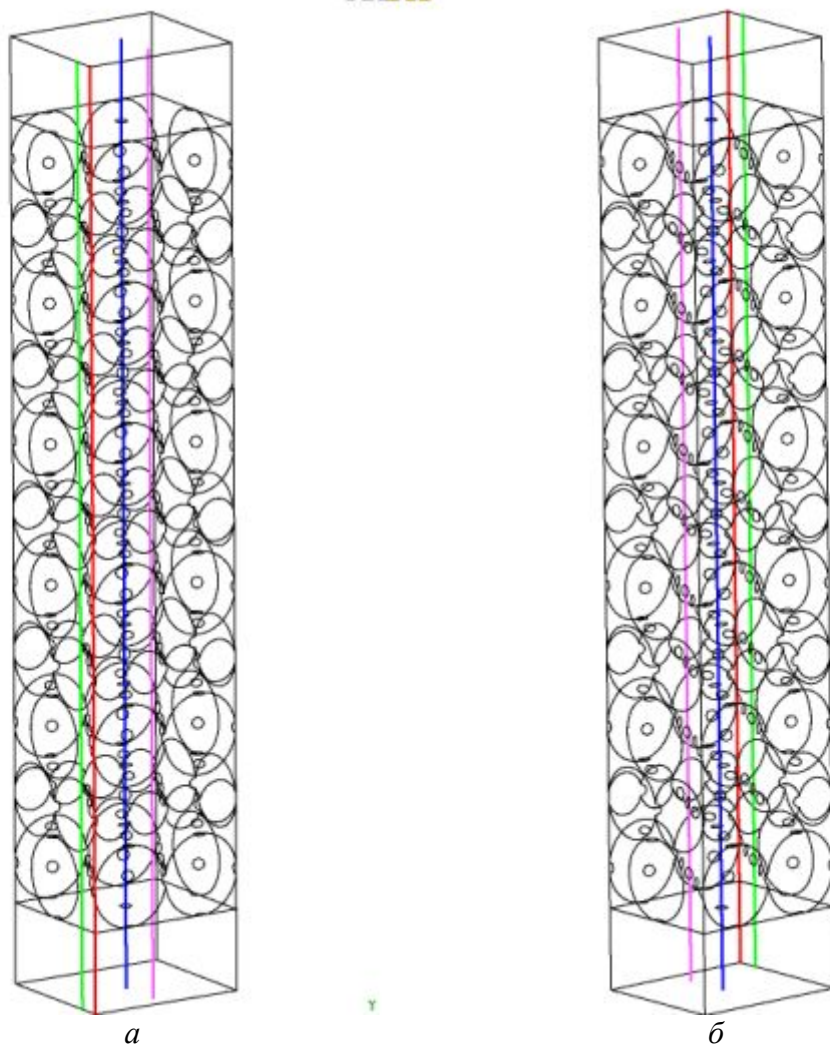


Рис. 7. Цветные линии в объёме пористого тела приняты для оценки диссипации энергии (модели в положениях а) и б) отличаются поворотом на  $180^\circ$  относительно оси Y)

При построении зависимостей, представленных на рис. 8 и 9, характеризующих диссипацию энергии вследствие вязкого трения, относительная полная температура вычислялась по формуле

$$\delta T = \frac{T}{T_{\text{вх}}},$$

где  $T$  - текущее значение полной температуры среды по длине модели пористого тела, К;

$T_{\text{вх}}=300\text{К}$  - полная температура среды на входе в модель пористого тела.

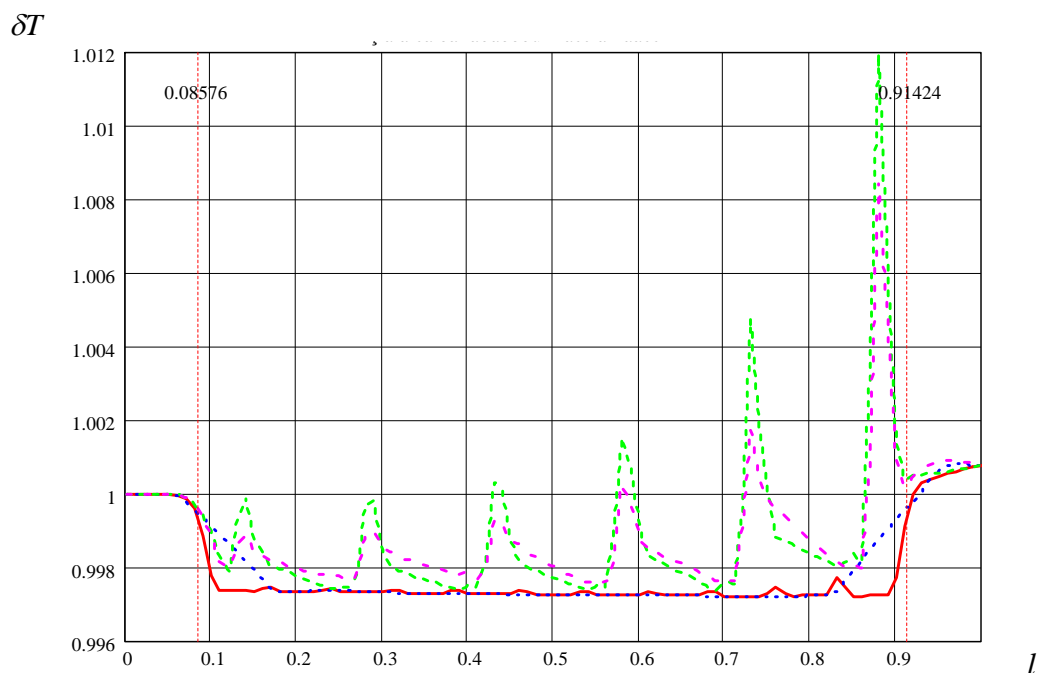


Рис. 8. Распределение относительной полной температуры  $\Delta T$  по длине модели пористого тела, образованного сферическими частицами диаметром 0,1121мм и пористостью  $\gamma = 0,1104$  при расходе  $j = 4,6188 \text{ кг/с}\cdot\text{м}^2$

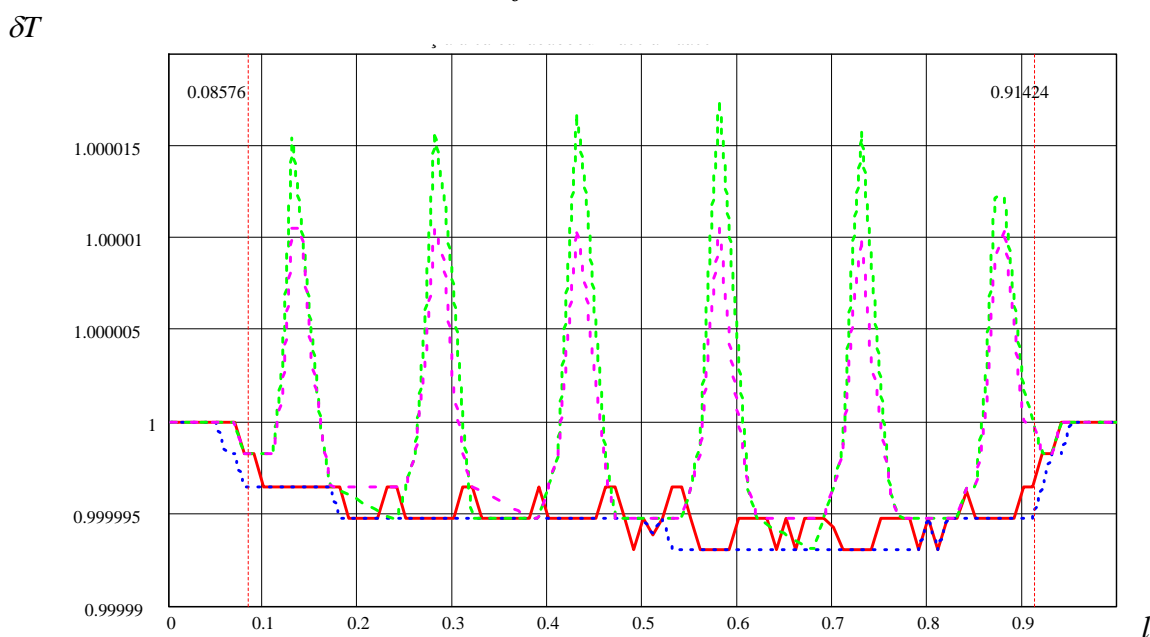


Рис. 9. Распределение относительной полной температуры  $\Delta T$  по длине модели пористого тела, образованного сферическими частицами диаметром 0,1010 мм и пористостью  $\gamma = 0,2919$  при расходе  $j = 1,1547 \text{ кг/с}\cdot\text{м}^2$

На рис. 8 и 9 вертикальные линии с координатами относительных длин модели, равных 0,08576 мм и 0,91424 мм, обозначают соответственно положение начала пористой части модели на входе и конца – на выходе.

Как видно из рис.8 и 9, изменение полной температуры среды при прохождении

через пористое тело вызвано ускорением и замедлением движения потока. Интегральная величина диссипации энергии, выражающаяся в незначительном увеличении относительной полной температуры на выходе, наблюдается во всех расчётных случаях при уменьшении пористости и увеличении

расхода среды. Наибольшее изменение относительной полной температуры получено для расчётного случая, когда модель имеет пористость  $\gamma = 0,1104$  при расходе  $j = 4,6188 \text{ кг/с}\cdot\text{м}^2$ .

На рис. 10 приведены изменения относительной полной температуры в зависимости от объёмной пористости и вычисленной по формуле

$$\delta T_{\text{вых}} = \frac{T_{\text{вых}}}{T_{\text{вх}}},$$

где  $T_{\text{вх}}$  - значение полной температуры

$\delta T$

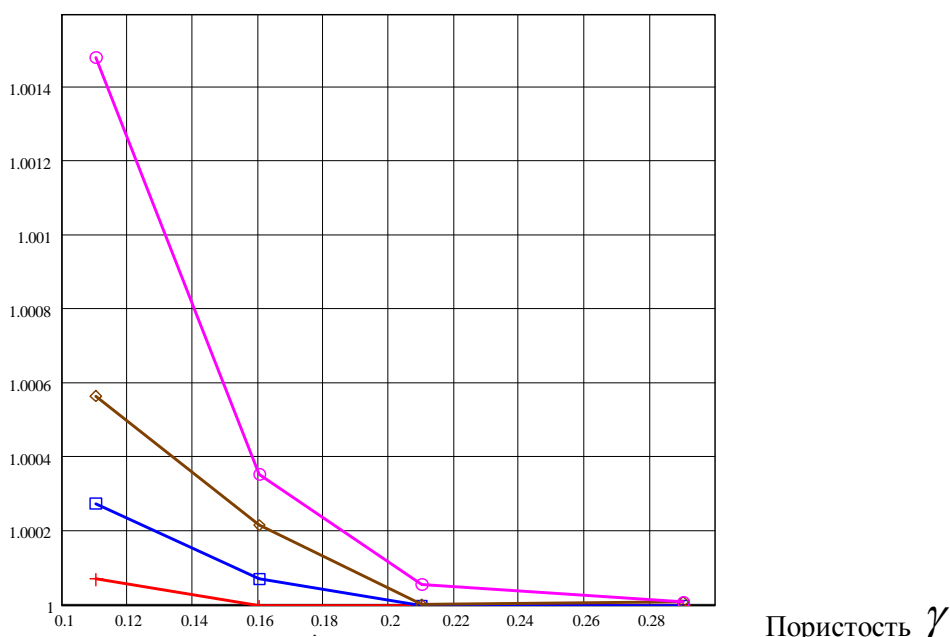


Рис. 10. Зависимости относительных полных температур на выходе из модели пористого тела в зависимости от объёмной пористости при различных расходах среды

Полученные численными методами результаты моделирования пористого охлаждения позволяют сделать следующие выводы:

1. При отсутствии сведений о вязкостном и инерционном коэффициентах, определяющих расходную характеристику, данные коэффициенты с достаточной точностью можно получить расчётным путём в среде Ansys CFX для периодического фрагмента пористого тела.

2. Наблюдается удовлетворительное согласование расходных характеристик для пористости  $\gamma \geq 0,1601$ , полученных в

среде на выходе из модели пористого тела, К.

Данные, представленные на рис. 8-10, свидетельствуют о наличии диссипации энергии вследствие вязкого трения, однако её величина незначительна и в расчётах может не учитываться. Полученный результат также соответствует модели течения согласно закону Дарси [2], причём в этом случае расчётным путём не удалось оценить величину изменения относительной полной температуры по длине модели вследствие её малости.

среде Ansys CFX для периодических фрагментов пористых тел и модели течения в соответствии с законом Дарси.

3. Величины вязкостного и инерционного коэффициентов, полученные расчётом в среде Ansys CFX, удовлетворительно согласуются с аналогичными величинами, вычисляемыми по формулам работы [2], для пористых тел, образованных сферическими частицами.

4. Диссипация энергии, вследствие вязкого трения при движении среды через пористое тело, незначительна и может не учитываться.



### Библиографический список

1. Пористые проницаемые материалы: Справочник / под ред. С.В. Белова. М.: Металлургия, 1987. 335 с.
2. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Basic Solver Capability Theory. Governing Equations. Flow in Porous Media. Turbulence and Wall Function Theory. Eddy Viscosity Turbulence Models.
3. Байгалиев Б.Е., Тумаков А.Г., Кравцов А.В. Охлаждаемая лопатка. Патент на изобретение РФ № 2502875; опубл. 27.12.2013; бюл. №36.
4. Байгалиев Б.Е., Тумаков А.Г. Разработка перспективных лопаток гибридного двигателя для воздушно-космического самолета // Труды 47 чтений, посвящённых разработке научного наследия и развитию идей К.Э. Циолковского. Секция № 2. «Проблемы ракетной и космической техники». Казань: Центр оперативной печати, 2013. С. 45-66.

### Информация об авторах

**Байгалиев Борис Ергазович**, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и энергетического машиностроения, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н.Туполева – КАИ. E-mail: [baigaliev@rambler.ru](mailto:baigaliev@rambler.ru). Область научных интересов: теплофизика, тепловые двигатели.

**Тумаков Алексей Григорьевич**, кандидат технических наук, ведущий инженер по расчётам Отдела главного конструктора, Волгодонский филиал ЗАО

Инжиниринговая компания «АЭМ-технологии». E-mail: [tumakov\\_ag@atommash.ru](mailto:tumakov_ag@atommash.ru). Область научных интересов: авиационные и ракетные двигатели.

**Тумаков Евгений Алексеевич**, аспирант кафедры теплотехники и энергетического машиностроения, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н.Туполева – КАИ. E-mail: [tumakov\\_ag@atommash.ru](mailto:tumakov_ag@atommash.ru). Область научных интересов: теплофизика, тепловые двигатели, теплофизика.

## PECULIARITIES OF APPLYING DARCY'S LAW IN RESEARCH AND DEVELOPMENT OF HYBRID ENGINE BLADES FOR AN ADVANCED AEROSPACE PLANE

© 2014 B.E. Baigaliev<sup>1</sup>, A.G. Tumakov<sup>2</sup>, E.A. Tumakov<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Kazan State Technical University named after AN Tupolev – KAI,  
Kazan, Russian Federation

<sup>2</sup>«EnergoMash (Volgodonsk) – Atommash», Volgodonsk, Russian Federation

This work is devoted to the two methods of modeling porous material. Flow characteristics and, accordingly, the viscous and inertial coefficients for the models of porous materials consisting of spherical particles were obtained by calculation. On the basis of these data conformity assessment of flow characteristics for models of porous materials consisting of spherical particles of arbitrary filling and exactly the same on the geometrical dimensions of the flow model in accordance with Darcy's law was carried out. The data thus obtained were then used to estimate the energy dissipation due to viscous friction in the flow of fluid through the porous body. As a result reached the following conclusions. Firstly, in the absence of information about the viscous and inertial factors that determine the performance curve, data rates with sufficient accuracy can be obtained by calculation in the medium Ansys CFX for periodic fragment of the porous body. Secondly, there is a

satisfactory agreement between flow performance for porosity  $\gamma \geq 0,1601$  obtained in the medium Ansys CFX for periodic fragments of porous bodies and flow model in accordance with Darcy's law.

*Porosity, energy dissipation, thermal fluid, Darcy's law, the blades of turbomachine.*

### References

1. Poristye pronitsaemye materialy: Spravochnik [Porous permeable materials: Ref. book / ed. by S.V. Belov]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1987. 335 p.
2. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Basic Solver Capability Theory. Governing Equations. Flow in Porous Media. Turbulence and Wall Function Theory. Eddy Viscosity Turbulence Models
3. Baygaliev B.E., Tumakov A.G., Kravtsov A.V. Okhlazhdaemaya lopatka [Cooled blade]. Patent RF, no. 2502875, 2013. (Publ. 12.27.2013, bull. no. 36)
4. Baygaliev B.E., Tumakov A.G. Development of advanced hybrid engine blades for aerospace plane // Proceedings of the 47 readings in the scientific heritage and development of ideas K.E. Tsiolkovsky. Section number 2: "Problems of rocket and space technology." RAS. Kazan: Tsentr operativnoy pechati Publ., 2013. P. 45-66. (In. Russ.)

### About the authors

**Baygaliev Boris Ergazovich**, Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Thermal Engineering and Energy Engineering, Kazan State Technical University named after AN Tupolev – KAI. E-mail: baigaliev@rambler.ru. Area of Research: thermal physics, heat engines.

**Tumakov Aleksey Grigorievich**, Candidate of Science (Engineering), Chief engineer for the calculations of the Chief Designer Volgodonsk branch JSC

Engineering Company "AEM technology». E-mail: tumakov\_ag@atommash.ru. Area of Research: aviation and rocket engines.

**Tumakov Evgeniy Alekseevich**, postgraduate student of Thermal Engineering and Energy Engineering, Kazan State Technical University named after AN Tupolev – KAI. E-mail: tumakov\_ag@atommash.ru. Area of Research: thermal physics, heat engines, thermal physics.

УДК 621.9.06

## СОЗДАНИЕ ИНФОРМАЦИОННО-ПОИСКОВОЙ СИСТЕМЫ ПО ВЫБОРУ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА В ПРОИЗВОДСТВЕ ДЕТАЛЕЙ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2014 А.П. Шулепов, А.В. Мещеряков, Е.А. Рамзаева

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

Представлен алгоритм подбора инструмента для лезвийной обработки деталей, базирующийся на ряде основных критериев по выбору формы режущей пластины, системы крепления инструмента, инструментального материала. Приводится описание интерфейса и структуры базы данных информационно-поисковой системы по выбору инструмента и режимов резания в производстве деталей двигателей. Выделены критерии, влияющие на выбор режущей пластины, системы крепления инструмента и инструментального материала: тип операции (черновая, получистовая, чистовая); размерная точность; силовая нагруженность технологической системы; жёсткость технологической системы; размер и вид заготовки; точность заготовки; состояние поверхностного слоя заготовки (корка, раковины и т.п.); величина припуска; свойства обрабатываемого материала; при внутренней обработке - диаметр растачиваемого отверстия; направление подачи на каждом технологическом переходе; профиль обрабатываемой поверхности; технологические особенности оборудования (мощность шпинделя, частота вращения, максимальная подача, максимальный диаметр заготовки, максимальная длина заготовки, тип и размер крепления инструмента, наличие СОЖ); максимальное значение глубины резания для каждой операции; требования по качеству поверхности обрабатываемой детали; условия обработки (непрерывное/прерывистое/ударное резание, постоянная / переменная глубина резания); требуемая производительность инструмента; требуемый период стойкости инструмента.

*Информационно-поисковая система, режущий инструмент, тип обработки, режимы резания, базы данных, сменные пластины, державки.*

### **Общие особенности режущего инструмента для современных многокоординатных станков с ЧПУ**

Обработка металлов резанием является составляющей частью процесса производства большинства деталей авиационных двигателей. Применение современного режущего инструмента позволяет значительно снизить затраты при наиболее полном использовании машинного времени, т.е. работать с максимальной производительностью [1].

Процесс обработки металлов резанием может быть существенно усовершенствован за счёт рационального применения и правильно выбранного высокопроизводительного инструмента [2].

Повышение параметров резания и совершенствование технологического процесса могут значительно сократить затраты на одну деталь и, соответственно, увеличить рентабельность производства.

Можно выделить ряд основных критериев, влияющих на выбор режущей пластины, системы крепления инструмента и инструментального материала: тип операции (черновая, получистовая, чистовая); размерная точность; силовая нагруженность технологической системы; жёсткость технологической системы; размер и вид заготовки; точность заготовки; состояние поверхностного слоя заготовки (корка, раковины и т.п.); величина припуска; свойства обрабатываемого материала; при внутренней обработке - диаметр растачиваемого отверстия; направление подачи на каждом технологическом переходе; профиль обрабатываемой поверхности; технологические особенности оборудования (мощность шпинделя, частота вращения, максимальная подача, максимальный диаметр заготовки, максимальная длина заготовки, тип и размер крепления инструмента, наличие СОЖ); максимальное значение глубины резания

для каждой операции; требования по качеству поверхности обрабатываемой детали; условия обработки (непрерывное/прерывистое/ударное резание, постоянная/ переменная глубина резания); требуемая производительность инструмента; требуемый период стойкости инструмента.

На рис.1 представлена диаграмма алгоритма подбора инструмента вне зависимости от типа обработки (точение, фрезерование, сверление).

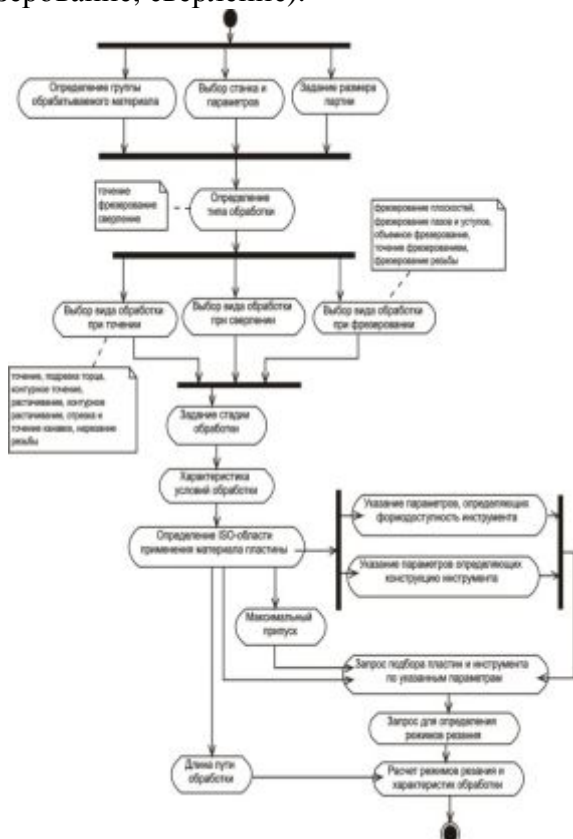


Рис.1. Диаграмма алгоритма подбора инструмента произвольного типа

Общими параметрами выбора при любом типе обработки являются: вид обработки, стадия обработки, условия обработки, ISO-код области применения материала инструмента, величина припуска. Для каждого типа обработки выделяется своё множество видов обработки. Структурирование инструмента, используемого при конкретном виде обработки, проводится с учётом параметров инструментов конкретного типа. Однозначный выбор инструмента осуществляется путём срав-

нения результатов расчёта показателей производительности.

### Интерфейс работы информационно-поисковой системы

Первая интерфейсная форма информационно-поисковой системы подбора инструмента и расчёта режимов резания предназначена для ввода параметров обрабатываемого материала, параметров оборудования, используемых при расчёте показателей производительности и объёма партии обрабатываемых деталей. В форме могут вводиться идентификационные параметры варианта поиска, используемые для формирования базы данных результатов применения выбранного инструмента.

Задание обрабатываемого материала выполняется в форме, открывающейся при нажатии кнопки в строке "**Материал заготовки**". Группа обрабатываемости материала заготовки используется для подбора материала инструмента, определяет расчётное значение скорости резания и соответственно влияет на показатели производительности. Выбор конкретного обозначения марки материала при поиске нужного инструмента значения не имеет и не влияет на результаты вычислений.

Наиболее распространённые марки материалов хранятся в базе данных для того, чтобы пользователь мог определиться с выбором группы обрабатываемости, к которой относится данная марка. Если нужной марки материала в базе данных не имеется, достаточно выбрать только наименование группы обрабатываемости с учётом показателя твёрдости материала.

Основная форма подбора инструмента и расчёта режимов резания открывается после нажатия кнопки "**Параметры обработки**". В ней под списком обработок размещены панели для ввода обязательных параметров выбора инструмента.

Во-первых, нужно определить "**Тип обработки**". При задании параметров новой обработки это единственная панель, реагирующая на действия пользователя.

После определения типа обработки форма изменяет свой вид, появляются до-

полнительные панели для задания параметров выбора.

Для установленного типа обработки становятся доступными панели для определения вида обработки, стадии обработки, условий обработки и обозначения области применения инструментального материала по системе ISO.

Форма "**Обработка**" предназначена для подбора комплекта инструментов, используемых при выполнении операций токарно - фрезерно - сверлильной обработки на станках с ЧПУ. Для этого в левом верхнем углу формы "**Обработка**" организован список обработок. Первоначально в списке указана одна обработка, следующие обработки добавляются в список с помощью контекстного меню. В списке обработок фиксируются задаваемые пользователем параметры применения инструмента.

Объём результатов запроса к базе данных можно ограничить, указав конкретные значения некоторых параметров нужного инструмента. По условиям обеспечения формодоступности выбор инструмента ограничивается выбором главного угла в плане.

#### **Структура базы данных по выбору инструмента и режимов резания**

Для обеспечения лучшей управляемости хранения и дополнения справочных материалов реляционная база данных разделяется на подсхемы:

- база данных сменных пластин и оснастки токарного инструмента;
- база данных сменных пластин и державок инструмента для нарезания канавок, отрезки и для нарезания резьбы;
- база данных цельных и сборных свёрл, зенковок, развёрток;

- база данных цельных и сборных фрез и сменных фрезерных пластин;
- база данных режимов резания по результатам применения инструмента.

В каждой подсхеме можно выделить основные таблицы, содержащие справочники обозначений инструментов, пластин и рекомендуемых режимов их применения. Дополнительно в базах данных созданы таблицы для хранения вспомогательных параметров, необходимых для организации интерфейса управления данными, интерфейса поиска инструмента и назначения режимов резания при указанных условиях обработки.

Разделение на подсхемы позволяет разместить данные в отдельных файлах реляционной СУБД Access. Взаимосвязь разных файлов баз данных выполняется инструментом внешних связей. Предполагается, что в большинстве случаев система будет использоваться в монопольном режиме или в режиме файл-сервера с небольшим количеством пользователей. Для реализации такого режима работы вполне достаточно функционала СУБД Access. Доступность этого инструмента не создаёт сложностей при использовании баз данных инструмента в разных операционных системах.

Разработанная информационно-поисковая система позволяет быстро осуществлять подбор оптимального для данных условий обработки режущего инструмента, используя как собственную базу данных, так и базы данных различных фирм производителей инструмента, имеет простой и понятный интерфейс, что значительно облегчает работу технолога при разработке технологических процессов изготовления деталей авиадвигателей.

#### **Библиографический список**

1. Российская энциклопедия CALS. Авиационно-космическое машиностроение / под ред. А.Г. Братухина. М.: ОАО НИЦ АСК, 2008. 608 с.
2. Технология производства авиационных газотурбинных двигателей / под ред. Ю.С. Елисеева и др. М.: Машиностроение, 2003. 511 с.

### Информация об авторах

**Шулепов Александр Павлович**, кандидат технических наук, доцент кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [pdla@ssau.ru](mailto:pdla@ssau.ru). Область научных интересов: электрохимические и электрофизические методы обработки, надёжность авиационных двигателей.

**Мещеряков Александр Викторович**, кандидат технических наук, доцент кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет

имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [al-mes1@mail.ru](mailto:al-mes1@mail.ru). Область научных интересов: обработка поверхностей потоком свободного абразива, обеспечение качества поверхностного слоя деталей газотурбинных двигателей.

**Рамзаева Елена Анатольевна**, инженер кафедры производства двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [pdla@ssau.ru](mailto:pdla@ssau.ru). Область научных интересов: создание баз данных, моделирование технологических процессов.

## CREATION OF A DATA RETRIEVAL SYSTEM FOR CHOOSING THE OPTIMAL CUTTING TOOL IN MANUFACTURING AIRCRAFT ENGINE PARTS

© 2014 A.P. Shulepov, A.V. Meshcheryakov, E.A. Ramzaeva

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The article presents the algorithm of a tool selection for edge machining cutting based on a number of principle criteries on selection of a cutting blade shape, tool-mounting system, tool material. The work gives a description of interface and database structure of information storage and retrieval system dealing with the selection of cutting tool and cutting mode in manufacturing of aircraft engine parts. There are a number of basic criterions that have an impact on the selection of the cutting plate, fastening systems of tool and a cutting material such as the type of the process (roughing, light roughing, wiping); the dimensional accuracy; the power burden of the technological system; the rigidity of the technological system; the size and the type of the material blank; the accuracy of the material blank; surface layer condition of the material blank (peel, scale pits, etc); the amount of the dimensional allowance properties of the work material; the diameter of the bore hole under conditions of the internal work; the direction of feed motion at each cutting pass; the work surface profile; technological features of the equipment (the efficiency of the spindle, the rotating frequency the maximum feed, the maximum diameter of the material blank, the maximum length of the material blank, the type and the size of the tool holder, availability of the metal-cutting compound); the maximum value of the depth-of-cut for each operation; surface quality requirements of the work part; the machining conditions (continuous interrupted and impact cut, constant and variable depth-of-cut); required productivity of the tool; required tool life.

*Information retrieval system, cutting tool, type of treatment, cutting modes, database, replaceable plates, holders.*

### References

1. Bratuhin A.G. Rossiiskaia encyklopediia CALS. Aviacionno-kosmicheskoe mashinostroenie [Russian encyclopedia CALS. Aerospace engineering]. Moscow: OAO NIC ASK Publ., 2008. 608 p.

2. Eliseev Y.S. et al. Tehnologiiia proizvodstva aviacionnih gazoturbinnih dvigatelei [Technology of production of aviation gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2003. 511 p.

#### **About the authors**

**Shulepov Alexander Pavlovich**, Candidate of Science (Engineering), associate Professor of the Department of Production of Aircraft Engines, Samara State Aerospace University. E-mail: pdla@ssau.ru. Area of Research: electrochemical and electro-physical methods of processing, reliability of aircraft engines.

**Meshcheryakov Aleksandr Viktorovich**, Candidate of Science (Engineering), associate Professor of the Department of Production of Aircraft Engines, Samara State

Aerospace University. E-mail: almes1@mail.ru. Area of Research: surface treatment free flow of abrasive, ensuring the quality of the surface layer of the aircraft engine parts.

**Ramzaeva Elena Anatolevna**, leading engineer-programmer of the Department of Production of Aircraft Engines, Samara State Aerospace University. E-mail: pdla@ssau.ru. Area of Research: creation of databases, modeling of technological processes.

УДК 629.7.023.2

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРФОРИРОВАННЫХ ОБШИВОК ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ СОТОВЫХ ПАНЕЛЕЙ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

© 2014 М.В. Молод

Воронежский государственный технический университет

В статье рассмотрены геометрические характеристики и особенности технологии изготовления конструктивных элементов сварных, клеёных и паяных сотовых панелей, используемых в звукопоглощающих конструкциях каналов воздухозаборников и кожухах двигателей. Рассмотрены преимущества и недостатки различных методов получения перфорации: метода сверления, электроэрозионного метода, перфорирования обшивок на дыропробивном прессе. Проанализированы преимущества и недостатки каждого метода. В работе представлена методика и получены зависимости для определения размеров заготовки и границ зон перфорации, а также схема технологического процесса формообразования перфорированных обшивок. При этом управляющая программа обтяжки разрабатывается с учётом геометрии пуансона, кинематики прессы, механических характеристик заготовки и математической модели процесса формообразования. Данная методика позволяет значительно уменьшить количество браковочных признаков процесса. Одной из важнейших проблем формообразования обшивок методом обтяжки является неравномерное распределение деформаций по поверхности заготовки. Для решения этой проблемы предложен способ снижения неравномерности деформаций по контуру заготовки при обтяжке обшивок за счёт специальных вставок, устанавливаемых на прессе.

*Звукопоглощающая конструкция, сотовый наполнитель, перфорированная обшивка, формообразование, деформация.*

Конструкции с сотовым наполнителем применяются в самолётах различных классов.

Особое место занимают сотовые панели, используемые в звукопоглощающих конструкциях (ЗПК) каналов воздухозаборников и кожухах двигателей.

Основными элементами сотовой конструкции являются перфорированные обшивки, сотовый наполнитель, сплошная обшивка [1].

В зависимости от числа слоёв наполнителя различают одно-, двух- и трёх-слойные конструкции (рис. 1).

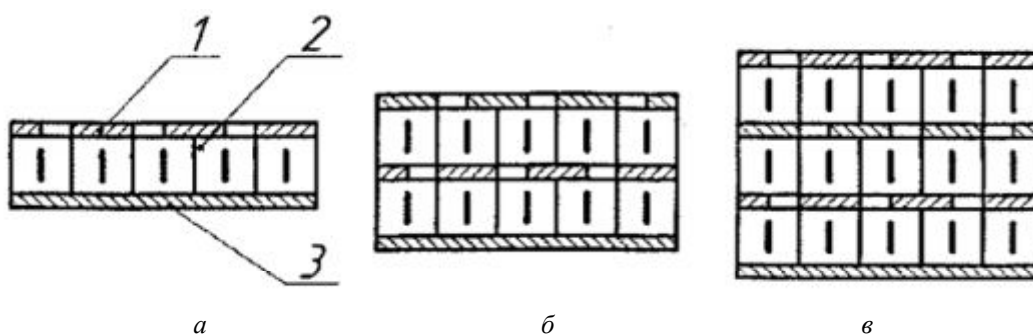


Рис. 1. Основные типы и элементы конструкций с сотовым наполнителем:  
1 – перфорированная обшивка; 2 – сотовый наполнитель; 3 – сплошная обшивка  
однослойная (а); двухслойная (б) и трёхслойная (в)



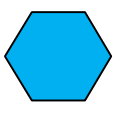
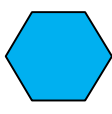
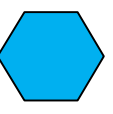
В зависимости от вида соединения обшивок и наполнителей сотовые панели могут быть сварные, паяные и клеёные.

Материалы, применяемые для сотовых панелей ЗПК, а также геометрические

характеристики обшивок и наполнителей, зависят от вида их соединения и представлены в табл. 1.



Таблица 1 - Параметры сотовых панелей ЗПК в зависимости от вида соединения обшивок и заполнителей

Параметр	Тип панелей в зависимости от соединения обшивок и заполнителя				
	Сварные и паяные		Клеёные		
Обшивка					
Материал	ОТ4-1 ОСТ 1.90218-76	12X18Н10Т ТУ 1-805-096-80	Д19АТ		
Толщина, мм	0,3-0,5	0,3-0,5	1,0-1,2		
Заполнитель					
Материал	ВТ1-0 ОСТ 1.90145-74	12X18Н10Т ТУ 1-805-096-80	ССП1-Т	ТССП10П	АМГ2-Н
Тип ячейки					
Размер стороны ячейки, мм	6,0	6,0	3,5; 4,2; 8,0	10,0	6,0
Толщина стенки ячейки, мм	0,08	0,08	0,2	0,2	0,04
Высота заполнителя, мм	10; 15; 20; 25	10; 15; 20; 25	5 и более	5 и более	5 и более

Сварные и паяные панели имеют заполнитель с ячейкой преимущественно ромбической формы, а заполнитель клеёных панелей изготавливают с шестигранной ячейкой.

Обшивки и заполнитель сварных и паяных панелей изготавливаются из титановых сплавов и нержавеющей стали. В клеёных конструкциях для обшивок применяются алюминиевые сплавы, а запол-

нитель выполняется из композиционных материалов [2].

Рассмотрим особенности технологии изготовления конструктивных элементов сотовых конструкций. Особый интерес представляют перфорированные обшивки. Возможности применения различных методов получения перфорации для металлических и композиционных материалов представлены в табл. 2.

Таблица 2 - Методы получения перфорации для различных материалов

Метод обработки	Металлические материалы	Композиционные материалы
Электроэрозионный метод		
Метод сверления		
Метод пробивки на прессе с ЧПУ		

### Перфорирование обшивок методом сверления

Обшивки сверлят на станках с числовым программным управлением (ЧПУ). С целью снижения трудоёмкости

сверление заготовок осуществляется в пакете. Пакет состоит из нескольких обшивок, соединённых друг с другом. Фиксация заготовок осуществляется по базовым отверстиям. В качестве жёсткого основа-

ния используется лист вторичного алюминия. Для уменьшения образования заусенцев используется прижим, обеспечивающий сжатие заготовок в зоне сверления.

Несмотря на простоту осуществления процесса метод сверления имеет недостатки. Наличие прижима не устраняет появление заусенцев до 0,2 мм. Их снятие, как правило, достаточно трудоёмко и ведёт к повреждению лакирующего слоя. При сверлении возможны поломки сверла, что может вызвать повреждение обшивки.

Процесс перфорирования обшивок методом сверления не получил развития в производстве. Сверление применяется, в основном, при сборке каналов воздухозаборников для обеспечения чёткого соответствия границ зон перфорации требованиям чертежа (досверливание). В настоящее время этот метод применяется при изготовлении обшивок из композиционных материалов.

#### **Электроэрозионный метод перфорирования обшивок**

Данный метод получения перфорации широко используется при изготовлении обшивок каналов воздухозаборников и кожухов шумоглушения двигателей из сталей, а также алюминиевых и титановых сплавов.

Процесс перфорирования обшивок осуществляется двумя способами:

- в плоском виде с последующим формообразованием обшивок на заданную кривизну;
- в криволинейном виде после процесса обтяжки.

Перфорирование обшивок осуществляется на модернизированных станках типа СЭП-200.

Широкое применение данного метода определяется отсутствием альтернативных технологий получения перфорации, а также возможностью получения её на обшивках из высокопрочных материалов.

Недостатками метода являются высокая трудоёмкость процесса, отклонение положения отверстий от требований чер-

тежа в зоне перфорации, высокая шероховатость поверхности кромок отверстий, технические трудности перфорирования обшивок со степенью перфорации, превышающей 10%.

#### **Перфорирование обшивок на дыропробивном прессе**

Данный метод нашёл широкое применение в сельскохозяйственном машиностроении. При этом перфорирование листовых заготовок, как правило, прямоугольной формы, осуществляется в многорядных штампах.

С появлением прессового оборудования с ЧПУ технологические возможности процесса перфорирования значительно расширились. Пресс с ЧПУ позволяет получать перфорацию плоских заготовок криволинейной формы. Пробивка отверстий диаметром от 1 мм и более обеспечивает степень перфорации 20-30%.

С учётом сложной геометрической формы обшивок при перфорации используют пуансоны, как для групповой, так и для одиночной пробивки отверстий.

Данный метод перфорирования по сравнению с вышеприведёнными методами имеет ряд преимуществ. Перфорирование обшивок на дыропробивном прессе с ЧПУ обеспечивает высокую производительность процесса, точность положения отверстий в рядах, а также позволяет выполнять отверстия в широком диапазоне диаметров.

Наибольшую сложность представляют вопросы определения геометрических параметров перфорированных обшивок.

Разработана методика определения размеров исходной заготовки и границ зон перфорирования (рис. 2, 3).

Длина зоны перфорации по  $j$  сечению после деформирования определяется по формуле:

$$L_j = \varepsilon_j \left[ 1 + \frac{\varepsilon_{j06} \frac{h}{\mu} \left( \exp\left(\frac{\mu \gamma_j}{\eta}\right) - 1 \right)}{\gamma_j} \right], \quad (1)$$

где  $\varepsilon_j$  - деформация перфорированной обшивки в  $j$  сечении;  $\varepsilon_{j06}$  - деформация по вершине обшивки;  $\eta$  - коэффициент упругости;  $\mu$  - коэффициент трения;  $\gamma_j$  - угол формообразования.

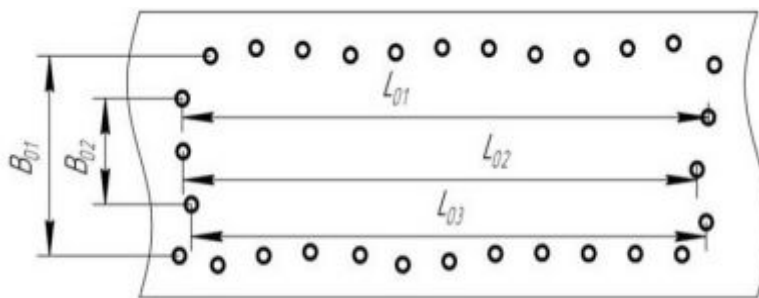


Рис. 2. Исходная заготовка до формообразования

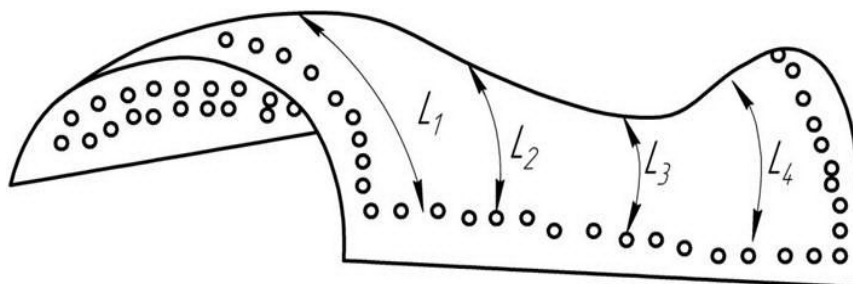


Рис. 3. Заготовка после формообразования

Определив величину  $\varepsilon_j$ , получим размеры исходной заготовки.

Начальная длина заготовки определяется по формуле:

$$L_{0j} = L_j - L_j \cdot \varepsilon_j, \quad (2)$$

где  $L_{0j}$  - длина заготовки в  $j$  сечении до формообразования;  $L_j$  - длина заготовки в  $j$  сечении после формообразования.

Начальная ширина заготовки определяется по формуле:

$$B_{0i} = \frac{B_i}{1 - \mu_{21} \varepsilon_i}, \quad (3)$$

где  $B_{0i}$  - ширина заготовки в  $i$  сечении до формообразования;  $B_i$  - ширина заготовки в  $i$  сечении после формообразования;  $\mu_{21}$  - коэффициент анизотропии.

Таким образом, имея значения угла формообразования, конечной длины и ширины сечений перфорированной обшивки, коэффициентов упрочнения и трения, деформаций по сечениям, коэффициента анизотропии, можно получить размеры участков зон перфорирования исходной заготовки [3].

Схема формообразования перфорированных обшивок на прессе с ЧПУ приведена на рис. 5.

Схема технологического процесса формообразования перфорированных обшивок представлена на рис. 4. Управляющая программа процесса обтяжки раз-

рабатывается с учётом геометрии пуансона, кинематики пресса, механических характеристик заготовки, математической модели процесса формообразования [3].

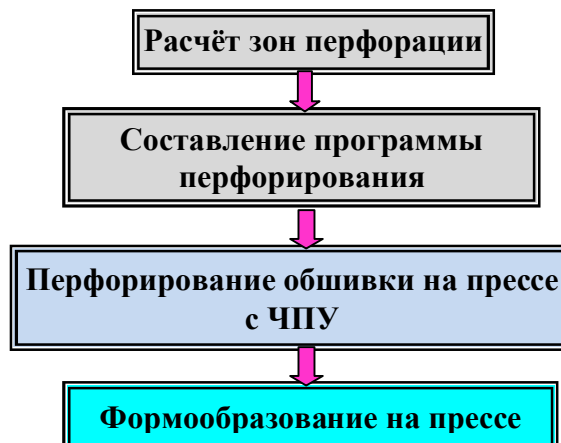


Рис. 4. Схема технологического процесса формообразования перфорированных обшивок

Браковочными признаками процесса формообразования перфорированных обшивок являются:

- пружинение;
- разрыв заготовки;
- неравномерное распределение деформаций по поверхности обшивки.

Разработан способ повышения равномерности деформаций за счёт специальных вставок, устанавливаемых на прессе [4].

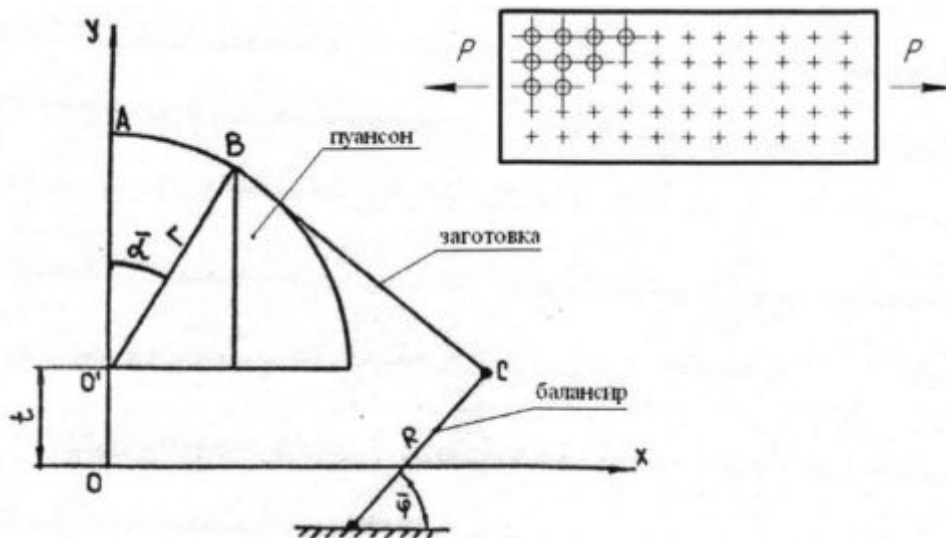


Рис. 5. Схема процесса обтяжки перфорированной обшивки на прессе с ЧПУ

Экспериментальные исследования осуществлялись обтяжкой перфорированных обшивок из алюминиевого сплава Д16АМ толщиной 1,2 мм.

Предварительно на заготовку наносилась делительная сетка с базой 200×300мм (рис. 6).

После обтяжки определялись деформации в продольном и поперечном направлениях. Затем рассчитывался коэффициент равномерности деформаций:

$$K = \frac{\epsilon_{min}}{\epsilon_{max}}, \quad (4)$$

где  $\epsilon_{min}, \epsilon_{max}$  - значения минимальных и максимальных деформаций.

Сравнительные характеристики результатов формообразования по базовому и новому технологическому процессам приведены на рис. 7. Из графиков видно, что предложенный способ формообразования перфорированных обшивок с применением вставок позволяет значительно снизить неравномерность поля деформаций на поверхности обшивки.

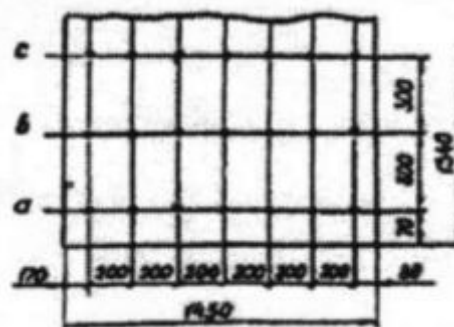
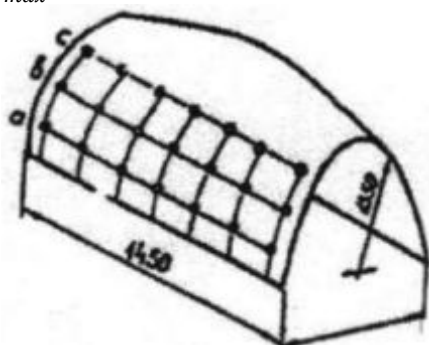


Рис. 6. Схема нанесения делительной сетки на заготовку

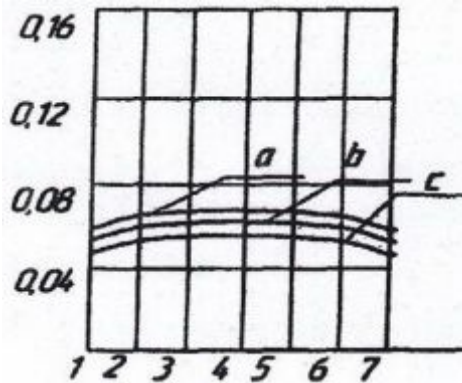
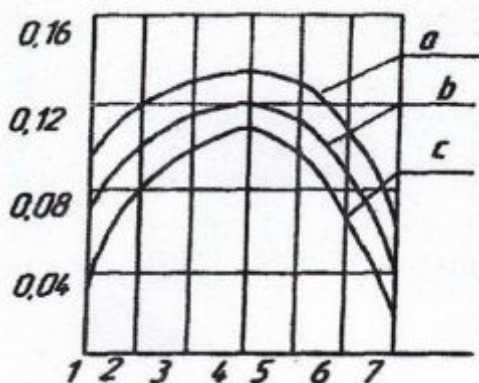


Рис. 7. Распределение деформаций по длине заготовки при её растяжении

### **Библиографический список**

1. Панин В.Ф. Конструкции с сотовым заполнителем. М.: Машиностроение, 1982. 152 с.
2. Панин В.Ф., Гладков Ю.А. Конструкции с заполнителем: справочник. М.: Машиностроение, 1991. 272 с.
3. Молод М.В., Жуков Н.В. Максименков В.И. Особенности технологии изготовления элементов конструкций сотовых панелей // Труды XIV Всероссийской научно-технической конференции и школы молодых учёных, аспирантов и студентов «Авиакосмические технологии (АКТ-2013)». Воронеж: ВГТУ, 2013. С. 206-216.
4. Одинг С.С. Оптимизация формообразования оболочек двойной кривизны на обтяжном оборудовании с ЧПУ // Кузнечно-штамповочное производство. 1985. № 3. С. 31-33.

### **Информация об авторе**

**Молод Марина Владиславовна**, кандидат технических наук, доцент кафедры самолётостроения, Воронежский государственный технический университет. E-mail: [MolodMV@yandex.ru](mailto:MolodMV@yandex.ru). Область научных интересов: звукопоглощающие конструкции, обработка давлением.

## **SPECIFYING PERFORATED SKIN PARAMETERS IN MANUFACTURING HONEYCOMB PANELS OF SOUNDPROOF STRUCTURES**

© 2014 M.V. Molod

Voronezh State Technical University, Voronezh, Russian Federation

The article describes the geometric characteristics and features of technology of constructive elements of welded, glued and brazed honeycomb panels used in sound-absorbing constructions channels air intakes and engine casings. Discusses the advantages and disadvantages of various methods for obtaining the perforation drilling electric discharge method: a method of punching sheet at press. Analyse the advantages and disadvantages of each method. In the technique and the dependences for determination of harvesting and the perforation zone boundaries, as well as forming process diagram of perforated paneling. The managing foiling program is developed to meet the geometry, kinematics of the punch press, mechanical characteristics and mathematical model of process of formation. This technique allows you to significantly reduce the number of signs of rejection of the process. One of the most important problems of forming plating method of covering is the uneven distribution of deformations on the surface of the workpiece. To solve this problem, the proposed method of reducing inequality deformation along the contour of the workpiece from the special inserts installed in the press.

Sound-absorbing construction, honeycomb panel, perforated trim, forming, deformation.

### **References**

1. Panin V.F. Konstrukcii s sotovym zapolnitelem [Constructions with honeycomb placeholder]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 152 p.
2. Panin V.F., Gladkov Y.A. Konstrukcii s zapolnitelem: spravochnik [Constructions with placeholder: Guide]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1991. 272 p.
3. Molod M.V., Zhukov N.V., Maksimenkov V.I. Features of technology of structural elements honeycomb panels // Proceedings of the XIV all-Russian scientific and technical conference and the school of young scientists, post-graduate students and students «Aerospace technologies (ACT-2013)». Voronezh: Voronezh State Technical

Universiny Publ., 2013. P. 206-216. (In Russ.)

4. Oding S.S. Optimization of foeducation membranes double curvature on obtâžnom

CNC // Forging and Stamping Production. 1985. No. 3. P. 31-33. (In Russ.)

#### **About the author**

**Molod Marina Vladislavovna**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the aircraft manufacturing department, Voronezh State Technical Univer-

sity. E-mail: [MolodMV@yandex.ru](mailto:MolodMV@yandex.ru). Area of Research: sound-absorbing constructions, the pressure treatment.

УДК 621.373.876

## ЛАЗЕРНЫЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ УГЛОВОГО ПОЛОЖЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

© 2014 В.И. Мордасов<sup>1</sup>, Н.А. Сазонникова<sup>1</sup>, А.С. Нонин<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)

<sup>2</sup>Ракетно-космический центр «Прогресс», г. Самара

С целью совершенствования контроля положений деталей при сборке, заключительных операциях и последующей эксплуатации разработана лазерная измерительная система для контроля углового положения элементов конструкции. Применительно к поставленной задаче, необходима реализация малогабаритной углоизмерительной системы, обеспечивающей высокую точность измерения (погрешность не более 1,5...2 угл. сек.) при значительной рабочей дистанции между объектом контроля и автоколлиматором (до 20 м) и относительно широком диапазоне измерения (10...12 угл. мин.). Для решения поставленной задачи выбран метод "прямой угловой засечки". Измерительный канал реализует триангуляционный метод. В соответствии с методом каждая видеокамера измеряет углы визирования лазерного диода, расположенного в контрольной точке. Контроль поверхности площадок проходит в два этапа: контроль положения посадочных мест проводится без технологических нагрузок и после проведения нагружения. В результате проведённого анализа выявлены следующие первичные погрешности, определяющие точность измерения линейных и угловых координат контролируемого объекта: погрешность измерения координат центра изображения измерительной марки на ПЗС-матрице измерительного оптико-электронного преобразователя, обусловленная шумами и дискретностью приёмной площадки, и погрешность измерения, определяемая отклонением величины фокусного расстояния объективов от номинального значения.

*Лазерные измерительные системы, угловое положение, элементы конструкции.*

Метрологическое обеспечение многих измерительных задач производственной и научной деятельности при создании элементов конструкций летательных аппаратов и двигателей предусматривает измерение пространственного положения объектов контроля относительно единой жёсткой базы в процессе их перемещения. Совершенствование технологий изготовления и современных средств производства летательных аппаратов и двигателей требует точного контроля положений деталей при сборке, заключительных операциях и последующей эксплуатации [1 -5].

Методику измерения пространственного положения элементов конструкции рассмотрим на примере системы измерения деформаций элементов посадочных мест под чувствительные элементы системы управления движением летального аппарата (ЧЭ СУД) (рис. 1).

Вес и температура, действующие на элементы конструкции, вызывают деформацию зеркал, изменение позиции и линейный сдвиг каждой из плоскостей зер-

кал относительного заданного положения. Для компенсации этих воздействий необходимо реализовать систему для измерения отклонения посадочных поверхностей от установленного номинала.

По методу измерения пространственных координат контролируемых объектов оптико-электронные системы (ОЭС), реализующие метод триангуляции, разделяются на системы, построенные по методу «линейных засечек», «угловых засечек» и «обратных угловых засечек» [3-5]. В ОЭС, построенной по методу «линейных засечек», производится измерение дистанции до контрольных точек объекта и только потом производится вычисление координат объекта (рис. 2). Системы «угловой засечки» и «обратной угловой засечки» измеряют углы визирования на контрольные точки объекта и после этого происходит вычисление пространственного положения объекта [2,4].

В системах «обратной угловой засечки» величины пространственных координат контрольных точек объекта опреде-

ляются в результате единой итерационной процедуры измерения и последующей обработки некоторых общих величин - координат изображений контрольных точек в одной общей плоскости анализа. В системах «угловой засечки» проводится оп-

ределение пространственных координат каждой из контрольных точек объекта по отдельности и потом за один цикл вычисляются координаты контролируемого объекта [3, 5].

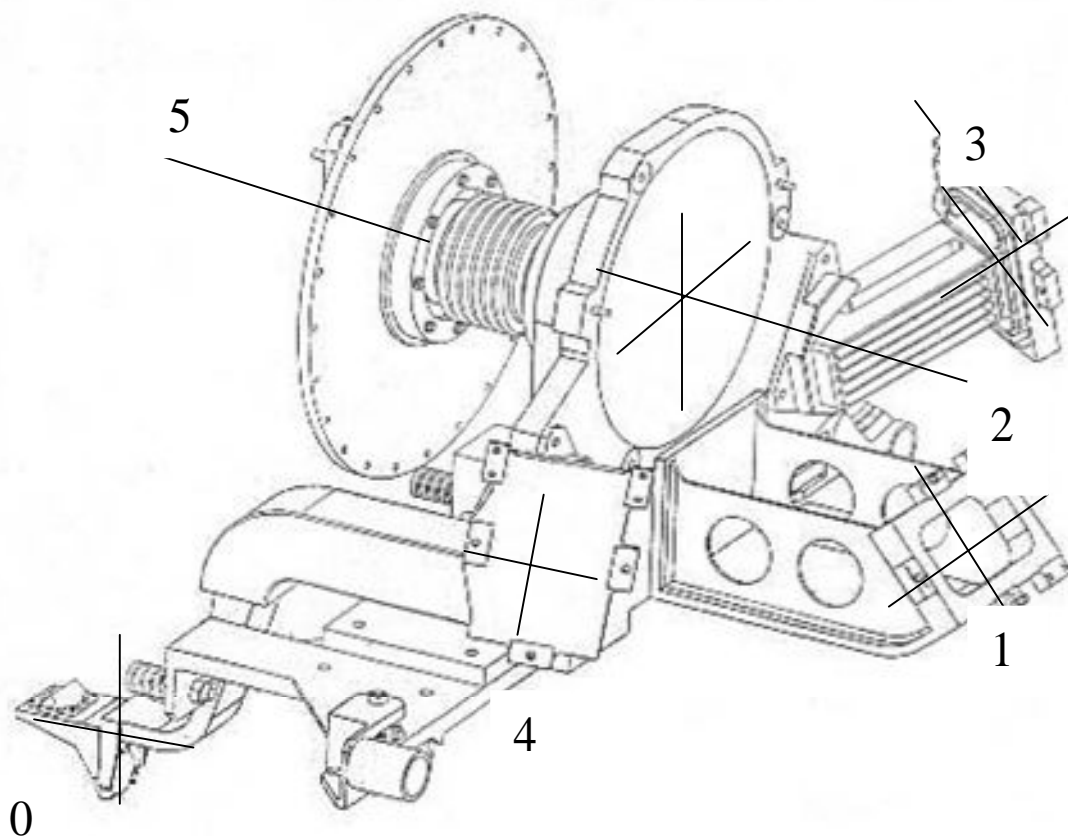


Рис. 1. Общий вид конструкции платформы с посадочными местами под ЧЭ СУД: 0 – узел подвески, 1, 3, 4 – места установки зеркал, 2, 5 – вращающиеся плоские зеркала

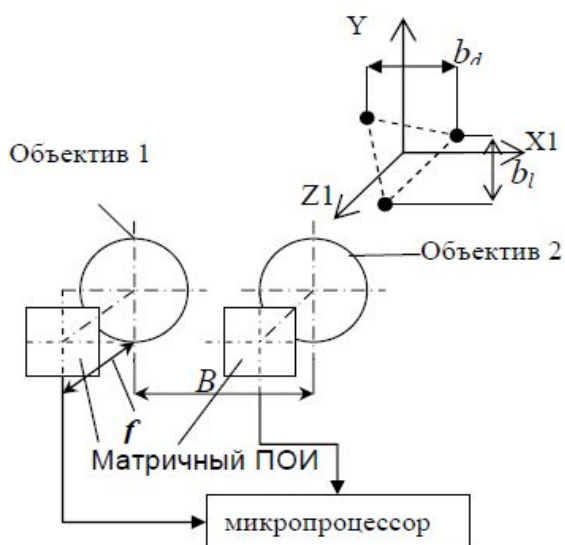


Рис. 2. Обобщённая структурная схема оптоэлектронной системы, работающей по методу триангуляции

Для контроля углового положения крупногабаритных конструкций эффективны оптоэлектронные измерительные системы. Применительно к поставленной задаче необходима реализация малогабаритной углоизмерительной системы, обеспечивающей высокую точность измерения (погрешность не более 1,5...2 угл. сек.) при значительной рабочей дистанции между объектом контроля и автоколлиматором (до 20 м) и относительно широком диапазоне измерения (10...12 угл. мин.).

Подобные системы необходимы также при решении многих задач в производственной и научной деятельности: контроле деформаций буровых платформ,



доков, фундаментов электростанций и других крупногабаритных объектов.

Однако в настоящее время отсутствуют серийные оптико-электронные измерительные системы с требуемыми метрологическими параметрами. Известно ограниченное количество схем специальных широкодиапазонных угломеров, недостатком которых является сложная схема и крупные габариты.

Чувствительность измерения в ОЭС контроля углового положения элементов конструкции обоих видов по дальности и угловым координатам прямо пропорциональна произведению базового расстояния между контрольными точками объекта (для ОЭС, работающей по методу «угловой засечки», между центрами апертур объективов двух приёмных каналов) на фокусное расстояние объектива [4,5].

Для решения поставленной задачи выбран метод "обратной угловой засечки". Метод предусматривает две ПЗС-камеры, расположенные на фиксированном расстоянии друг от друга на базовом объекте. На объекте контроля расположены элементы, определяющие его пространственное положение.

Измерительный канал реализует триангуляционный метод. В соответствии с методом каждая видеокamera измеряет углы визирования лазерного диода, расположенного в контрольной точке. Измеряются углы визирования в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Для этого ПЗС-матрицы, расположенные в фокальных плоскостях объективов видеокamer, измеряют по две координаты изображений в горизонтальной и вертикальных плоскостях изображений светодиода соответственно (рис. 3).

При решении задачи автоматизированного контроля положения с объектом связываются визирные цели, фиксирующие три и более его контрольных точки. Изображения визирных целей регистрируются оптико-электронным измерительным преобразователем, включающем в общем случае несколько измерительных каналов, с отдельными анализаторами на

основе матричных фотоприёмников, и с последующей компьютерной (микропроцессорной) обработкой видеокadra. При этом предварительная обработка измерительной информации может осуществляться в непосредственной близости от анализатора, что увеличивает помехозащищённость системы в целом и исключает избыточность информации.

В ОЭС, работающей по методу «угловой засечкой», углы визирования трёх (или более) визирных целей объекта измеряются двумя видеосистемами, каждая из которых включает матричный приёмник оптического излучения (ПОИ) (рис. 2). Обработка видеокadров выполняется микропроцессором.

Угловые поля видеосистем перекрываются, обеспечивая визирование контролируемого объекта: центры объективов видеосистем расположены на известном базовом расстоянии  $B$ .

Выполнен теоретический анализ чувствительности ОЭС двух видов к измерению линейных и угловых координат.

В частности, при условии измерительной задачи, когда система работает на дальнем участке дистанции:  $L \gg B$ ,  $L \gg b_l, b_d$  и одной измеряемой координате, чувствительность измерения ОЭС «угловой засечки» смещений  $x, y$  и дистанции  $L$  до объекта определяются выражениями: [3]

$$S_x = S_y = \frac{f}{L}, \quad (1)$$

$$S_L = \frac{B - f}{L^2}. \quad (2)$$

Выражения (1,2) справедливы и для ОЭС метода триангуляции (МТ) «обратной угловой засечки» при замене  $B$  на  $b_d$ . Чувствительность к углам поворота для ОЭС МТ «обратной угловой засечки» определяется выражением

$$S_{\Theta} = \frac{bf}{L}. \quad (3)$$

Выражение (3) определяет чувствительность измерения поворота  $\Theta_3$  при  $b = b_d$  и измерения поворотов  $\Theta_1, \Theta_2$  при  $b = b_l$ .

В ОЭС МТ «угловой засечки» величина  $b$  базы между визирными целями не известна заранее, а определяется в процессе измерения линейных координат, что

определяет потенциально большую погрешность измерения углов поворота по сравнению с ОЭС МТ «обратной угловой засечки».

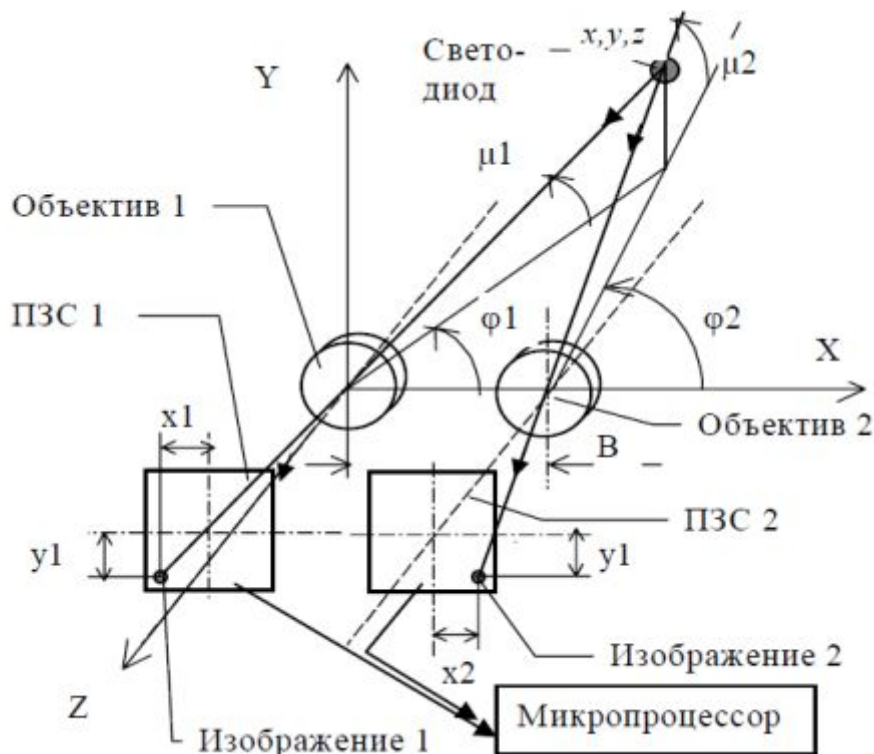


Рис. 3. Принцип работы прибора по методу «угловой засечки»

Углы визирования и координаты контрольной точки определяются следующими соотношениями:

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{2} - \arctg\left(\frac{x_1}{f}\right) \quad \varphi_2 = \frac{\pi}{2} + \arctg\left(\frac{x_2}{f}\right), \quad (4)$$

$$\mu_1 = \arctg\left(\frac{y_1}{f}\right) \quad \mu_2 = \arctg\left(\frac{y_2}{f}\right), \quad (5)$$

$$z = \frac{B \cdot \operatorname{tg}(-\varphi_1) \cdot \operatorname{tg}(\pi - \varphi_2)}{\operatorname{tg}(-\varphi_1) + \operatorname{tg}(\pi - \varphi_2)} \quad x = \frac{B \cdot (\pi - \varphi_2)}{\operatorname{tg}(-\varphi_1) + \operatorname{tg}(\pi - \varphi_2)}, \quad (6)$$

где

$$y = 0,5\sqrt{x^2 + z^2} \operatorname{tg}(\mu_1) + 0,5\sqrt{z^2 + (B - x)^2} \operatorname{tg}(\mu_2),$$

$f$  - фокусное расстояние объектива,  $B$  - базовое расстояние между осями видеокамер.

Контроль поверхности площадок проходит в два этапа. На первом этапе контроль положения посадочных мест проводится без технологических нагрузок. На втором этапе контроль посадочных мест проводится после проведения испытаний. Отражающие зеркала от смещений вдоль оптической оси и от поперечных

смещений предохраняют металлические пластины, установленные на площадках. Описанный ниже способ позволяет выявить оптическим способом стабильность положения посадочных площадок под чувствительные элементы и оценить воздействие внешней среды.

На рис. 4 и 5 показаны оптические схемы измерений стабильности положения посадочных мест под чувствительные элементы. На рис. 5 представлен общий вид конструкции с посадочными местами под ЧЭ СУД.

В первом случае на рис. 4 приводится оптическая схема для определения отклонений площадки чувствительных элементов. Углы  $\beta$  и  $\gamma$  задаются из условия, что зеркала на базовой и измеряемой поверхности должны устанавливаться строго перпендикулярно оптической оси измерительного прибора 2 (например, телекамера). Угол  $\alpha$  - находится как  $\alpha = \beta - \gamma$ . В данной схеме лазерный излучатель

устанавливается на теодолите и необходимо для определения точки пересечения опорной и измеряемой оси.

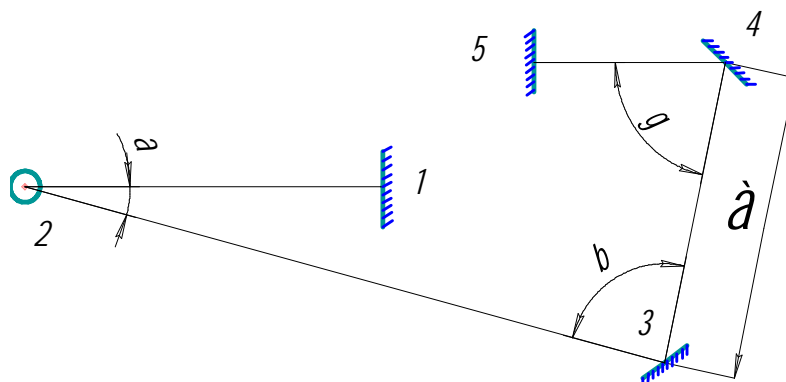


Рис. 4. Оптическая система для определения отклонений площадок конструкции подвески чувствительных элементов:  
1-базовая площадка, 2-измерительный прибор, 3, 4-зеркала для определения места пересечения оптических осей, 5-исследуемая площадка

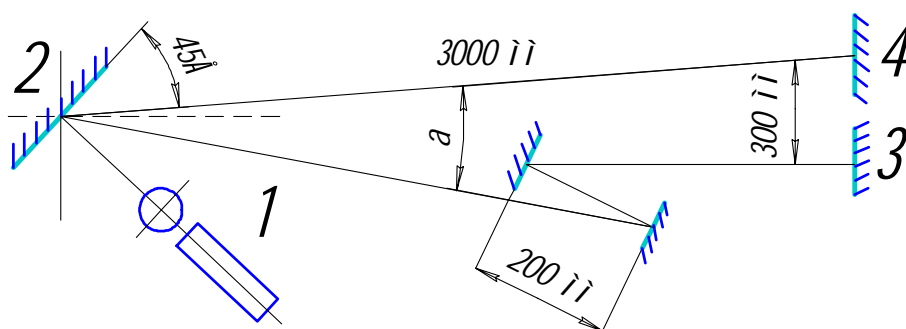


Рис. 5. Измерение положения посадочных мест под чувствительные элементы:  
1 - лазер и теодолит; 2 – большое зеркало; 3 – контролируемая площадка;  
4 – «базовая» площадка ( $\alpha = 10^{\circ}02'34''$ )

Оптические оси базовой и исследуемой площадок лежат в одной плоскости. Если они параллельны друг другу, то задаётся условие перекрестия. Расстояние и углы между зеркалами 3 и 4 в процессе проведения измерений не изменяют свою величину. На рис. 5 приводится опытная схема измерений угла между зеркалами 3 и 4 с использованием оптического усилителя (зеркало 2). После каждого вида испытаний узел посадочной площадки индивидуально устанавливается в схему вертикального контроля. При проведении испытаний требуется минимизировать деформацию поверхности зеркал от торцевых нагрузок в пределах 10". В соответствии с комплексной программой экспериментальной отработки собранный узел посадочного места зеркала подвергается испытаниям с целью подтверждения сохранности его характеристик: транспорт-

ные технологические испытания; испытания на прочность к воздействию линейных ускорений по осям X и Y (вдоль оптической оси зеркала и в поперечном направлении); испытания на кратковременные динамические ускорения по осям X и Y; испытания на прочность к воздействию пониженной ( - 50°C) и повышенной ( + 50°C) температуры; термовакуумные испытания, при которых температура зеркала изменялась в пределах  $\pm 5^{\circ}\text{C}$ ; при этом во всём диапазоне изменения температуры от +12°C до +28°C контролируется качество зеркала.

При выборе параметров лазерного излучения, расчёт которых следует провести, необходимо исходить из того, что их число должно быть минимальным, так как большой объём полученных результатов может затруднять их использование. Как правило, наибольшие изменения

аббераций имеют место для лучей, идущих на край входного зрачка и край поля изображения. Поэтому для подавляющего большинства оптических систем достаточно ограничиться расчётом следующих лучей: для точки на оси – луча, идущего на край входного зрачка, и для края поля изображения – главного луча; двух меридиональных лучей, идущих на верхний и нижний края входного зрачка (с учётом виньетирования) и одного внемеридионального луча, идущего в точку зрачка с координатами  $m=0$ ,  $M=m_{\max}$ , где  $m_{\max}$  – радиус зрачка.

Для оптических систем, работающих с большой числовой апертурой (с большим относительным отверстием), целесообразно рассчитать осевой и внеосевой лучи для зоны входного зрачка с координатой  $m = \sqrt{0,5m_{\max}}$ . Для систем со средними и большими полями изображений следует дополнительно рассчитать лучи пучка, идущего из точки предмета с ординатой  $y = \sqrt{0,5y_{\max}}$  (или при  $s_1 = -\infty$  для  $\mu = \sqrt{0,5\mu_{\max}}$ ), где  $y_{\max}$  – размер предмета,  $\mu_{\max}$  – синус угла поля.

При оценке чувствительности системы к погрешностям изготовления вычисляют отклонения  $\Delta\Phi_{ji}$  функций, вызванные заданными отклонениями конструктивных параметров. Эти отклонения функций определяются методом центральной разности, учитывающей возможность нелинейного изменения  $\Phi_j$ . Отклонение  $\Delta\Phi_{ji}$  функции при изменении параметра  $p_i$  определяется по формуле:

$$\Delta\Phi_{ji} = (\Phi_{ji}^+ - \Phi_{ji}^-), \quad (7)$$

где  $\Phi_{ji}^+$  – соответствует изменению  $\Delta p_i$ ;  $\Phi_{ji}^-$  – соответствует изменению  $-\Delta p_i$ . Предполагается, что отклонение любого параметра  $p_i$  равновероятно в обе стороны от номинала, а также, что отклонения  $\Delta\Phi_{ji}$  подчиняются нормальному закону распределения. Тогда средние значения отклонений функции  $\Delta\Phi_{j\text{ср}}=0$ , среднее суммарное отклонение любой функции  $\Delta\Phi_{j\text{ср}}=0$ . Тогда и суммарное отклонение

подчиняется нормальному закону. Поэтому для вычисления доверительного интервала отклонения  $\Delta\Phi_j$  доводится используется формула теории вероятностей

$$\Delta\Phi_{j\text{ дов}} = \sqrt{\sum_{i=1}^{i=t} (\Delta\Phi_{ji})^2}. \quad (8)$$

Суммарное отклонение  $\Delta\Phi_j$  находится внутри интервала  $\pm \Delta\Phi_{j\text{ дов}}$  с вероятностью 99,75%.

Если количество конструктивных параметров мало, то следует использовать максимальные изменения каждой функции, вычисляемые в программе по формуле, которая дает несколько завышенный результат

$$\Delta\Phi_{j\text{imax}} = \sum_{i=1}^{i=t} |\Delta\Phi_{ji}|. \quad (9)$$

Доверительные интервалы для каждой функции следует выдавать не только для всех параметров сразу, но и по группам: геометрические параметры (отклонение радиуса кривизны линзы, диаметра, толщины), характеристики материала (показатели преломления). Это позволяет выявить причины значительных отклонений функций и оценить возможность их уменьшения не за счёт ужесточения допусков, а путём, например, пересчёта допусков на изготовление стёкол для оптических элементов, на механическую обработку линз, комплектацию по толщинам линз.

Знание доверительных интервалов изменения аббераций и параксиальных характеристик в некоторых случаях оказывается недостаточным для оценки вероятного ухудшения качества изображения. Иногда требуется знать, являются ли изменения аббераций при малых изменениях конструктивных параметров независимыми друг от друга или между ними существует определённая линейная связь. Знание связей между изменениями функций может быть полезным и при оценке возможности компенсации аббераций при сборке путём регулирования воздушных промежутков между линзами, что широко

используется, например, при сборке объективов микроскопов.

Основными требованиями на первом этапе контроля посадочных мест под чувствительные элементы являются: диапазон измерений - от 0' до 10'. погрешность измерения - 10", измерения проводятся при нормальных условиях. Параметры окружающей среды не оказывают влияния на точность измерений при обеспечении их стабильности в следующих диапазонах: по температуре -  $\pm 5^\circ\text{C}$ ; по влажности -  $\pm 5\%$ ; по давлению -  $\pm 10$  мм. рт. ст., допустимая амплитуда виброперемещений – не более 5 мм на дистанции 20 м. Система измерений должна позволять производить измерения перемещений по трём координатам, при этом взаимное расположение измеряемых элементов может быть произвольным без ограничения на степень свободы.

Экспериментальные исследования проводились согласно схеме на рис. 4. При отработке методики использовался теодолит 2Т2А, излучатель – полупроводниковый лазер IDL5S-640. Точность из-

мерений составляла 3''. При длине базовой оси 3 м влияние внешних воздействий не наблюдается.

В результате проведённого анализа выявлены следующие первичные погрешности, определяющие точность измерения линейных и угловых координат контролируемого объекта: погрешность измерения координат центра изображения измерительной марки на ПЗС-матрице измерительного оптико-электронного преобразователя, обусловленная шумами и дискретностью приёмной площадки, и погрешность измерения, определяемая отклонением величины фокусного расстояния объективов от номинального значения.

Таким образом, разработанная методика контроля положений посадочных мест с использованием полупроводникового лазера позволяет сократить трудоёмкость испытаний, в том числе процесса наладки системы, в 3 – 4 раза. При этом точность измерений системы составляла 0,1", при длине базовой оси 3 м влияние внешних воздействий не наблюдается.

### **Библиографический список**

1. Ворона А.М., Коняхин И.А. Исследование регулярного виньетирования в оптико-электронных системах измерения угловых деформаций крупногабаритных конструкций // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2008. Т. 51, № 9. С. 14-18.

2. Аникст Д.А., Константинович К.М., Меськин И.В. Высокоточные угловые измерения. М.: Машиностроение, 1987. 480 с.

3. Михеев С.В., Коняхин И.А. Моделирование оптической системы измерения координат объекта методом обратной ли-

нейной засечки // Сборник трудов VI Международной конференции "Прикладная оптика". Т. 1. «Оптическое приборостроение». СПб.: НИУ ИТМО, 2004. С. 335-338.

4. Коняхин И.А. Панков Э.Д. Трёхкоординатные оптические и оптико-электронные угломеры. М.: Недра, 1991. 224 с.

5. Михеев С.В. Моделирование оптической системы измерения координат объекта методом обратной угловой засечки // Сборник трудов II межвузовской конференции молодых ученых. Том 3. СПб: НИУ ИТМО, 2005. С. 164-167.

### **Информация об авторах**

**Мордасов Василий Иванович**, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный ис-

следовательский университет). Область научных интересов: создание лазерных информационно-измерительных систем, исследование взаимодействия высокоэнергетических потоков излучения с твёрдыми веществами.

**Сазонникова Надежда Александровна**, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [nasazonnikova@yandex.ru](mailto:nasazonnikova@yandex.ru). Область научных интересов:

создание лазерных информационно-измерительных систем.

**Нонин Александр Сергеевич**, начальник сектора, Ракетно-космический центр «Прогресс». Область научных интересов: лазерные информационно-измерительные системы для контроля положения элементов конструкций.

## LASER MEASUREMENT SYSTEMS FOR STRUCTURAL ELEMENTS' SPACING CHECK

© 2014 V.I. Mordasov<sup>1</sup>, N.A. Sazonnikova<sup>1</sup>, A.S. Nonin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

<sup>2</sup>Rocket and Space Center "Progress", Samara, Russian Federation

In order to improve monitoring of the provisions of parts during assembly, final operations and subsequent operation the laser measuring system is designed to control the angular position of the structure. In relation to the task, it is necessary to realize a small-sized measuring rotary system providing high accuracy (error of not more than 1.5...2 angular seconds) when significant working distance between the test object and the autocollimator (up to 20 meters) and a relatively wide measurement range (10...12 angular. minutes). The method of "straight angled serifs" was constructed to solve this problem. Measuring channel implements a triangulation method. In accordance with the method of each video camera measures the viewing angles of the laser diode located at the checkpoint. Control surface areas has two phases: the control position of seats held without technological loads and after loading. In the result of the revealed analysis the following primary errors were established to determine the precision measurement of linear and angular coordinates of the test object: the measurement error of the coordinates of the center of the image of the measuring mark on the CCD matrix measuring opto-electronic transducer, due to noise and resolution the receiving area and the measurement uncertainty is determined by the deviation of the focal length of the lens from the nominal value.

*Laser measuring systems, the angular position, structural elements.*

### References

1. Vorona A.M., Konyahin I.A. Research of a Regular Vignetting in Optoelectronic Systems of Measurement of Angular Deformations // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Priborostroyeniye*. 2008. V. 51, no. 9. P. 14-18. (In Russ.)
2. Anikst D.A., Konstantinovich K.M., Meskin I.V. *Vysokotochnye uglovyie izmereniya* [Precision angular measurements]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1987. 480 p.
3. Mikheev S.V., Konyahin I.A. Simulation of optical measurement system coordinates of the object by the inverse linear serifs // *Proceedings of VI International Conference "Applied Optics"* V. 1. "Optical Instrumentation". Saint-Petersburg: University ITMO (National Research University) Publ., 2004. P. 335-338. (In Russ.)
4. Konyahin I.A., Pankov E.D. *Trekhkoordinatnye opticheskie i optikoelektronnyie uglomery* [Triaxial optical and opto-electronic goniometers]. Moscow: Nedra Publ., 1991. 224 p.
5. Mikheev S.V. *Modelirovaniye opticheskoy sistemy izmereniya koordinat ob'ekta metodom obratnoy uglovoj zasechki* // *Sbornik trudov II mezhvuzovskoy konferentsii molodykh uchenykh*. V. 3. St. Petersburg: University ITMO (National Research University) Publ., 2005. P. 164-167. (In Russ.)

### **About the authors**

**Mordasov Vasily Ivanovich**, Doctor of Science (Engineering), Professor of Automatic systems of energy devices department of Samara State Aerospace University. Area of Research: laser information and measurement systems, creation and investigation of high-energy flows and hard materials interaction.

**Sazonnikova Nadezhda Aleksandrovna**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of Automatic systems of

energy devices department of Samara State Aerospace University. E-mail: [nasazonnikova@yandex.ru](mailto:nasazonnikova@yandex.ru). Area of Research: laser information and measurement systems.

**Nonin Alexander Sergeevich**, the head of sector in Rocket and Space Center "Progress". Area of Research: laser information-measuring systems to control the position of structural elements.

УДК 621.1.001:621.438:539.431

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАТЕРИАЛА В УСЛОВИЯХ МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ И ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ

© 2014 С.А. Букатый<sup>1</sup>, А.А. Округин<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Рыбинский государственный авиационный технический университет  
имени П.А. Соловьёва

<sup>2</sup>Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск Ярославской области

Экспериментальные исследования показывают, что основные детали – валы и диски газотурбинных двигателей, работающие в условиях малоциклового усталости и длительной прочности, имеют долговечность, значительно превышающую ресурс, определяемый расчётным путём на основе гипотезы линейного суммирования повреждений. Следовательно, требуется уточнение расчётных методик, позволяющее полностью использовать резервы прочности деталей. В данной работе проведены исследования влияния на долговечность увеличения длительности отнулевого цикла нагружения образцов с периодом  $T = 200$  с и выдержкой на максимальном и минимальном уровнях:  $\Delta\tau_{\max} = 120$  с и  $\Delta\tau_{\min} = 60$  с. Исследования проводили на стандартных круглых образцах с диаметром рабочего участка 7,5 мм. Показано, что при остановке нагружения в материале протекают релаксационные процессы, сопровождающиеся ростом пластических деформаций и деформационным циклическим упрочнением. При этом установлено, что гипотеза о линейном суммировании статической и циклической составляющих повреждений в условиях малоциклового усталости и длительной прочности не подтверждается. Увеличение в цикле напряжений длительности выдержки под нагрузкой до  $\Delta\tau_{\max} = 20$  с и более приводит к значительному росту – до 94 % статической составляющей повреждения. Результаты исследований, полученные при циклическом и повторно-статическом нагружениях, позволили подтвердить и обосновать существование неизвестного ранее «Эффекта циклического упрочнения» материалов, обусловленного длительностью действия максимальных нагрузок в цикле нагружения.

*Малоцикловая усталость, длительная прочность, длительность цикла нагружения, напряжённостно-деформированное состояние, эффект циклического упрочнения.*

Практика показывает, что экспериментально установленный ресурс валов и дисков компрессора газотурбинных двигателей (ГТД), работающих в условиях малоциклового усталости и длительной прочности, значительно превышает ресурс, определяемый расчётным путём [1, 2, 3]. Следовательно, основные детали – валы и диски – имеют дополнительные резервы прочности, и на взлётном режиме для двигателей можно назначать более высокий по сравнению с расчётным уровень нагрузок. При этом требуется уточнение расчётных методик на основе результатов испытаний на малоцикловую усталость (МЦУ) как стандартных образцов, так и эквивалентно-циклических испытаний (ЭЦИ) натурных деталей. В настоящее время расчёт долговечности деталей выполняют на основе гипотезы линейного суммирования повреждений [4]. Поэтому для проверки данной гипотезы в Научно-производственном объеди-

нении «Сатурн» проведён ряд исследований.

Экспериментальные исследования проводили на стандартных круглых образцах (рис. 1) с диаметром рабочего участка 7,5 мм, с полированной поверхностью из материала ЭП609Ш, используемого для изготовления дисков компрессора высокого давления. Учитывая механические свойства материала при рабочей температуре дисков  $\sim 400^\circ\text{C}$  ( $\sigma_{\text{пц}} = 600$  МПа,  $\sigma_{0,2} = 686$  МПа,  $\sigma_{\text{в}} = 743$  МПа), нагружение максимальными напряжениями  $\sigma_{\text{max}}$  в цикле было следующим: 600 МПа, 660 МПа, 686 МПа и 712 МПа. На основа-



Рис. 1. Опытные стандартные образцы из сплава ЭП609Ш для испытаний на МЦУ



нии диаграммы типового режима взлёта и выхода на крейсерский полёт двигателя Д30КП в качестве основного был выбран цикл нагружения образцов с периодом  $T = 200$  с и выдержкой на максимальном и минимальном уровнях:  $\Delta\tau_{\max} = 120$  с и  $\Delta\tau_{\min} = 60$  с (рис. 2).

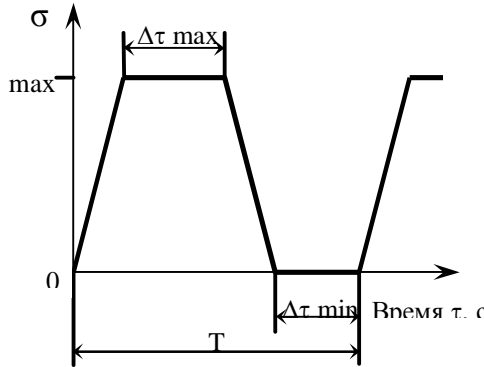


Рис.2. Схема циклов нагружения

Для сравнительных испытаний использовали циклы нагружения, обычно применяемые для испытаний на МЦУ, с выдержками  $\Delta\tau_{\max} = \Delta\tau_{\min} = 0,5$  с и общим периодом  $T = 2$  с. В работе [2] приведена диаграмма растяжения с перерывами нагружения до 120 с. В смещённой системе координат показано, что при остановке нагружения протекают релаксационные процессы, сопровождающиеся ростом пластических деформаций (рис. 3). Поэтому дополнительно были проведены испытания образцов с выдержками  $\Delta\tau_{\max} = \Delta\tau_{\min} = 20$  с при  $T = 60$  с.

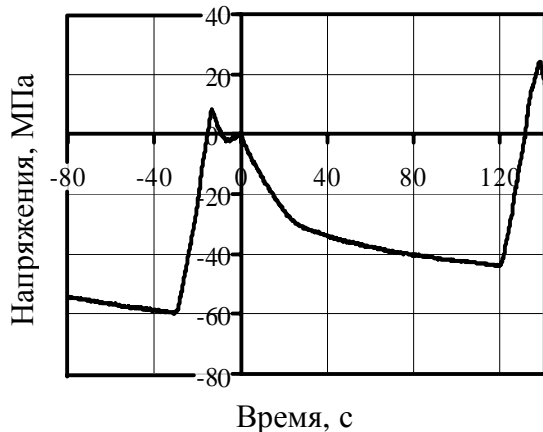


Рис. 3. Диаграмма релаксации напряжений в течение 120 с

Оценку повреждений, накапливающихся в образцах в процессе испытаний на МЦУ и статических испытаний на длительную прочность, осуществляли на основании гипотезы о линейном суммировании статической и циклической составляющих [4]:

$$P_c + P_u = 1. \quad (1)$$

Учитывая, что все циклы на каждом этапе нагружения одинаковы, можно записать:

$$P_c = \sum \frac{t_i}{t_i^*} = \Delta\tau_{\max} \sum \frac{N_i}{t_i^*}, \quad P_u = \sum \frac{N_i}{N_i^*}. \quad (2)$$

Здесь  $t_i^*$  – длительность выдержки под напряжением  $\sigma_i$  до разрушения;  $N_i$  – число циклов нагружения напряжением  $\sigma_i = \sigma_{\max}$ ;  $N_i^* = N_u$  – предельное число циклов нагружения напряжением  $\sigma_{\max} = \sigma_i$ , определяемое методом универсальных наклонов по модифицированной формуле Мэнсона [4]

$$\Delta\varepsilon = \frac{3.5(\sigma_{dl} - \sigma_m)}{E(t)} \cdot N^{-0.12} + \left( \ln \frac{1}{1 - \psi(t)} \right)^{0.6} \cdot N^{-0.6}, \quad (3)$$

где  $\Delta\varepsilon$  – размах деформаций, включающий интенсивность размахов упругих и пластических деформаций за цикл нагружения

$$\Delta\varepsilon = \frac{3}{2(1 + \mu)} \Delta\varepsilon_i^e + \Delta\varepsilon_i^{pl}, \quad (4)$$

$\sigma_{dl}$  и  $\sigma_m$  – соответственно предел длительной прочности материала и среднее напряжение цикла;  $E(t)$  и  $\psi(t)$  – модуль упругости и относительное сужение материала дисков.

Интенсивности размахов упругих и пластических деформаций в цикле нагружения определяли по формуле

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \left[ \frac{(\Delta\varepsilon_x - \Delta\varepsilon_y)^2 + (\Delta\varepsilon_y - \Delta\varepsilon_z)^2 + (\Delta\varepsilon_z - \Delta\varepsilon_x)^2 + \frac{3}{2}(\Delta\gamma_{xy}^2 + \Delta\gamma_{yz}^2 + \Delta\gamma_{xz}^2)}{2} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (5)$$

Для определения  $P_u$  и расчётного количества циклов  $N_i^*$  в соответствии с характеристиками материала при температуре  $400^\circ\text{C}$  было принято:  $\sigma_{dl} = 700$  МПа,  $E(t) = 1,6 \cdot 10^5$  МПа и  $\psi(t) = 0,70$ . Режимы нагружения образцов,

результаты испытаний и расчёта циклической и статической повреждаемостей приведены в табл. 1. В связи с отсутствием кривых Ларсена-Миллера на уровне на-

пряжений 686 и 712 МПа в качестве предельных расчётных приняты величины долговечности, полученные из эксперимента.

Таблица 1 - Результаты исследования циклической и статической повреждаемостей стандартных круглых образцов из сплава ЭП609Ш

№ вар. п/п и тип нагружения	Характ-ка нагружения $\Delta\tau_{max} / \Delta\tau_{min}, c$	Количество циклов нагружений и длительность наработки $N$ циклов / $\tau$ час				Общая наработка до разрушения $N_{цикл} / \tau$ час	$\Psi, \%$ в шейке образца	Повреждаемость $P_{ц+} P_{с} = P$
		600 МПа	660 МПа	686 МПа	712 МПа			
1 цикл	120/60	536/16,87	407/13,57	3455/114,16	747/24,89	5145/171,49	68,56	$0,115+20,727 = 20,842$
2 цикл	120/60	-	-	-	60/2,00	60/2,00	71,41	$0,002+1,093 = 1,095$
3 цикл	120/60	-	-	3560/118,64	-	3560/118,64	67,88	$0,083+7,301 = 7,384$
4 повторно-статич.	-	7/30,83	5/25,76	3/11,38	-	15/67,97	71,39	$\sim 0 + 0,891 = 0,891$
5 повторно-статич.	-	-	-	4/16,25	-	4/16,25	71,54	$\sim 0 + 1 = 1$
6 цикл	20/20	-	-	14600/81,11	-	14600/81,11	69,36	$0,339+4,991 = 5,330$
7 цикл	0,5/0,5	-	-	46785/6,56	-	46785/6,56	31,10	$1,085+0,403 = 1,488$
8 статический	-	-	-	-	1/1,83	1/1,83	71,46	$0 + 1 = 1$
Расчётные данные	-	98720/4300	54060/140	43130/16,25	34820/1,83	-	-	-

### Анализ полученных результатов

1. Сравнение вариантов 1, 2 и 8 показывает, что предварительное циклирование – "тренировка" при напряжениях, равных пределу пропорциональности и пределу текучести с увеличенными интервалами  $\Delta\tau_{max}$  и  $\Delta\tau_{min}$ , значительно (в ~12 раз) увеличивает не только циклическую, но и статическую долговечность. Эти испытания свидетельствуют о существовании «Эффекта циклического упрочнения» (ЭЦУ), заключающегося в увеличении пластических свойств – относительного сужения  $\Psi$  материала (см. варианты 1 и 7) - и увеличении циклической и статической долговечности при напряжениях, существенно превышаю-

щих предел текучести. Во всех указанных вариантах наблюдается квазистатическое разрушение с образованием шейки (рис. 4).

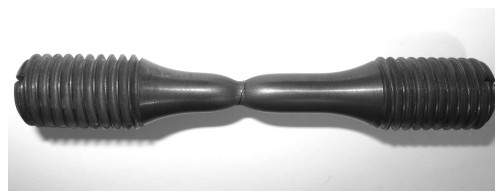


Рис. 4. Образование шейки в образцах при квазистатическом разрушении

2. «Эффект циклического упрочнения» опровергает известное положение о том, что все материалы с отношением  $\sigma_b / \sigma_{0,2} < 1,2$  при циклическом деформировании разупрочняются [5]. В рассмот-

ренном случае для ЭП-609Ш  $\sigma_b/\sigma_{0,2} = 1,08$ .

3. В отличие от ЭЦУ, при повторно-статическом нагружении аналогичное предварительное нагружение приводит к существенному уменьшению долговечности (варианты 4 и 5), что отмечено в работе [6].

4. Вариант 6 показывает, что релаксационные процессы при  $\Delta\tau_{\max} = \Delta\tau_{\min} = 20$  с также увеличивают пластические свойства материала и приводят по сравнению со стандартным вариантом 7 к существенному увеличению статической долговечности, но несколько меньшей по сравнению с вариантом 3. Циклическая прочность при этом увеличивается в 4 раза. Это обстоятельство важно учитывать с целью уменьшения длительности и трудоёмкости испытаний при разработке циклов нагружения для проведения эквивалентных циклических испытаний. Вместо  $\Delta\tau_{\max} = 120$  с приблизительно те же результаты можно получить при  $\Delta\tau_{\max} = 20 - 40$  с.

5. Увеличение длительности циклов нагружения (варианты 1 – 3, 6) при увеличении статической повреждаемости приводит к существенному уменьшению циклической долговечности и повреждаемости по сравнению с расчётной, определяемой по уравнению Мэнсона. Только вариант 7 показывает результаты, близкие к расчётным. Следовательно, уравнение Мэнсона не учитывает длительность циклов нагружения деталей.

6. В вариантах 1, 3, 6 преобладает статическая повреждаемость ( $P_c \gg 1$ ). В варианте 7 преобладает циклическая повреждаемость и полная повреждаемость  $P = 1,488 > 1$ . Только в вариантах 2 и 4, где  $P_c \approx 0$  и преобладает статическая повреждаемость,  $P \approx P_c \approx 1$ . Полученные результаты совместных испытаний на

циклическую и длительную прочность подтверждают несостоятельность гипотезы о линейном накоплении повреждений.

### Выводы

1. Гипотеза о линейном суммировании статической и циклической составляющих повреждений не подтверждается.

2. Статическая и циклическая долговечность деталей при повышенной температуре существенно зависит от длительности действия  $\Delta\tau_{\max}$  и  $\Delta\tau_{\min}$  соответственно максимальных и минимальных напряжений в цикле нагружения.

3. Предварительное циклическое нагружение – «циклическая тренировка» материала в диапазоне  $\sigma_{\text{ци}} < \sigma_{\max} \leq \sigma_{0,2}$  существенно повышает длительную прочность и циклическую долговечность деталей при повышенной температуре в малоцикловой области и  $\sigma_{\max} > \sigma_{0,2}$ . Это подтверждает существование «Эффекта циклического упрочнения», имеющего большое значение в энергетическом машиностроении.

4. «Эффект циклического упрочнения» сохраняется в области до  $\Delta\tau_{\max} = \Delta\tau_{\min} = 20$  с. При дальнейшем уменьшении  $\Delta\tau_{\max}$  до 0,5 с наблюдается уменьшение статической прочности при значительном увеличении числа циклов нагружения до разрушения. Поэтому при разработке программ и проведении эквивалентных циклических испытаний на МЦУ необходимо учитывать длительность работы деталей на уровне максимальных нагрузок.

5. Метод универсальных наклонов (модифицированная формула Мэнсона) не учитывает длительность действия максимальных и минимальных напряжений в цикле нагружения. Для определения области применения этого метода требуется проведение дополнительных исследований.

### Библиографический список

1. Шереметьев А.В. Прогнозирование циклической долговечности и установление ресурсов основных деталей авиаци-

онных ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. 2005 . № 8. С. 5.

2. Портер А.М., Букатый С.А., Водолагин А.Л. Исследование влияния длительности действия максимальных напряжений в цикле нагружения на малоцикловую усталость и длительную прочность вала ГТД из материала ЭИ961-Ш // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2009. № 3(19), часть 2. С. 55-63.

3. Портер А.М., Букатый С.А., Округин А.А. Исследование процессов накопления повреждений и разрушения валов и дисков ГТД из материалов ЭИ-961 в зависимости от длительности действия макси-

мальных напряжений в цикле нагружения // Вестник Рыбинской государственной технологической академии имени П.А. Соловьёва. 2008. № 2(14). С. 65-74.

4. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчёт на прочность вращающихся дисков. М.: Машиностроение. 1978. 247 с.

5. Роней М. Усталость высокопрочных материалов. В кн.: Разрушение. Т. 3. М.: Мир, 1976. С. 471-527.

6. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение. 1976. 216 с.

### **Информация об авторах**

**Букатый Станислав Алексеевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика и сопротивление материалов», Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва. E-mail: [bukatya\\_sa@mail.ru](mailto:bukatya_sa@mail.ru). Область научных интересов: остаточные напряжения и деформации, упрочняющие технологии, ма-

лоцикловая усталость, механика разрушения.

**Округин Александр Александрович**, начальник ведущего отдела проекта ПД-14, Научно-производственное объединение «Сатурн». E-mail: [aleks.okrugin@mail.ru](mailto:aleks.okrugin@mail.ru); [alexandr.okrugin@npo-saturn.ru](mailto:alexandr.okrugin@npo-saturn.ru). Область научных интересов: надёжность и ресурс ГТД, малоцикловая и длительная прочность.

## **STUDY OF CYCLE LIFE OF A MATERIAL IN CONDITIONS OF LOW-CYCLE FATIGUE AND LONG-TERM STRENGTH**

© 2014 S.A. Bukatyi<sup>1</sup>, A.A. Okrugin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, Russian Federation

<sup>2</sup>“NPO “Saturn” Corporation, Rybinsk, Russian Federation

Experimental studies shows that the main parts - the shaft and the disks of gas turbine engines, working in the conditions of low-cycle fatigue and durability, have a durability far exceeding the resource identified by calculation based on the hypothesis of linear summation of damage. Therefore, further clarification is needed calculation methods, allowing greater use of the reserves of strength parts. The performed research studies the influence on the durability of the increasing duration of zero cycle of loading samples with a period of  $T=200$  s. and the restraint at the maximum and minimum levels:  $\Delta\tau_{\max}=120$  s. and  $\Delta\tau_{\min}=60$  s. The studies were performed on a standard round specimens with the diameter of the working area of 7.5mm. Shown that when you restrain a loading there is in the material proceeds relaxation process, combined with a deforming cyclic hardening and increasing of the plastic deformation. It was found that the hypothesis of a linear summation of static and cyclic components of the damage in the conditions of low-cycle fatigue and long-term strength is not confirmed. The increasing of the restraint in the loading cycle under the load to  $\Delta\tau_{\max}=20$  s. or more leads to a significant increase - up to 94 % of the static component of damage. The research results obtained during cyclic and repeated static loading, helped to confirm and substantiate the existence of a previously unknown “Effect of cyclic hardening materials”, due to the duration of the maximum load in the cycle of loading.

*Low-cycle fatigue, long toughness, duration of the cycle of loading, low-cycle fatigue testing, intense the deformed state, effect of cyclic consolidation.*

### References

1. Sheremetiev A.V. Prediction of cyclic durability and the establishment of the resources of the basic parts of aircraft GTE // *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*. 2005. No. 8. P. 5. (In Russ.)
2. Porter A.M., Bukatyi S.A., Vodalgina A.L. The research of the influence of the maximal stress duration in the cycle of loading upon the low-cycle fatigue and the long-term strength of the turbine shaft made of the material ЭИ 961-III // *Vestnik of Samara State Aerospace University*. 2009. No. 3(19), part 2. P. 55-63. (In Russ.)
3. Porter A.M., Bukatyi S.A., Okrugin A.A. Study of the processes of damage accumulation and fracture of gas turbine shaft and disc from materials of EI-961 depending on the duration of action of the maximum stress in the cycle of loading // *Vestnik RGATU*. 2008. No. 2(14). P. 65-74. (In Russ.)
4. Demiyanyushko I.V., Birger I.A. *Raschet na prochnost' vrashchayushchikhsya diskov* [The strength calculation of rotating discs]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 247 p.
5. Ronay M. *Ustalost' vysokoprochnykh materialov*. V kn.: *Razrushenie* [Fatigue of high-strength materials. In the book: The destruction]. V. 3. Moscow: Mir Publ., 1976. P. 471-527.
6. Kuznetsov N.D., Zeitlin V.I. *Ekvivalentnye ispytaniya gazoturbinnnykh dvigateley* [Equivalent testing of gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 216 p.

### About the authors

**Stanislav Alekseevich Bukatyi**, Doctor of Science (Engineering), Professor of Rybinsk State Aviation Technical University. E-mail: [bukaty\\_sa@mail.ru](mailto:bukaty_sa@mail.ru). Area of Research: Residual stress and strains, strengthening technologies, low-cycle fatigue, fracture mechanics.

**Okrugin Alexander Alexandrovich**, Head of the PD-14 Project Leading Department "NPO "Saturn" Corporation. E-mail: [alexandr.okrugin@npo-saturn.ru](mailto:alexandr.okrugin@npo-saturn.ru); [aleks.okrugin@mail.ru](mailto:aleks.okrugin@mail.ru). Area of Research: reliability and GTD resource, low-cyclic and long durability.

УДК 621.438.082

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ СЛОЖНЫХ ЦИКЛОВ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ С РАЗНОЙ СТЕПЕНЬЮ ПОДОГРЕВА В ПЕРВОЙ И ВТОРОЙ СТУПЕНЯХ

©2014 В.А. Иванов

ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

Разработана методика нахождения параметров сложного цикла газотурбинной установки (ГТУ) с промежуточным подогревом при условии равенства эффективных коэффициентов полезного действия (КПД) простого и сложного циклов и разной степени подогрева газа в первой и второй ступени. Показано, что при условии равенства эффективных КПД простого и сложного циклов и уменьшении степени подогрева во второй ступени по сравнению с первой максимум работы и эффективного КПД достигается при степени повышения давления, оптимальной по эффективному КПД (экономической) для простого цикла, которая может являться функцией степени подогрева как в первой, так и во второй ступени. Установлено, что при условии равенства эффективных КПД простого и сложного циклов, уменьшении степени подогрева во второй ступени и экономической степени повышения давления, найденной в функции этой степени подогрева, обеспечивается большая величина максимальной работы, чем при экономической степени повышения давления, найденной в функции степени подогрева в первой ступени.

*Простой и сложный цикл, эффективный КПД, максимум работы и КПД.*

**Введение.** При практическом проектировании ГТУ сложного цикла с промежуточным подогревом возникает необходимость уменьшить степень подогрева во второй ступени  $\theta_2$  по сравнению с первой  $\theta_1$  с целью уменьшения расхода воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение второй высокотемпературной турбины. Это позволит повысить эффективность и надёжность ГТУ.

В работах [1,2] показано, что при условии равенства эффективных КПД простого (цикл 1-1) и сложного цикла с промежуточным подогревом (цикл 1-2)  $\eta_{el-1} = \eta_{el-2}$  и одинаковой степени повышения температуры (степени подогрева) в первой и второй ступенях  $\theta_1 = \theta_2$  максимум работы и эффективного КПД сложного цикла достигается при одинаковой степени повышения давления (СПД) - оптимальной по эффективному КПД (экономической) для простого цикла, являющейся функцией параметра  $\theta_1$ . Такая закономерность сложного цикла является принципиальным отличием от простого цикла, в котором при экономической СПД работа уменьшается с большим градиентом.

Рассмотрим, сохраняется ли указанная закономерность при разной степени подогрева газа в первой и второй ступенях

$\theta_1 \neq \theta_2$  сложного цикла с промежуточным подогревом и нахождении параметров простого цикла в зависимости от параметра  $\theta_1$  или  $\theta_2$ .

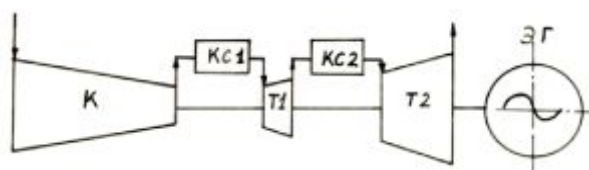


Рис.1. Схема ГТУ сложного цикла с промежуточным подогревом

**Нахождение параметров сложного цикла при разной степени подогрева газа в ступенях.** На рис. 1 показана схема ГТУ сложного цикла с промежуточным подогревом.

Введём обозначения:  $\theta = T_1/T_a$  - степень повышения температуры в цикле;  $\pi_\Sigma = p_k/p_a$  - общая степень повышения давления в цикле;  $\pi_{T1} = p_k/p_{T1}$  - степень понижения давления газа в первой ступени цикла (в первой турбине);  $\pi_{T2} = p_{T2}/p_a$  - степень понижения давления газа во второй ступени цикла (во второй турбине);  $e = \pi_\Sigma^{(\kappa-1)/\kappa}$ ;  $e_{T1} = \pi_{T1}^{(\kappa-1)/\kappa}$ ;  $e_{T2} = \pi_{T2}^{(\kappa-1)/\kappa}$ ;  $p$ ,  $T$  - полное давление и температура заторможенного потока;  $\kappa$  - компрессор;  $\kappa$  - камера сгорания;  $T$  - турбина; 1, 2 - первая и вторая ступень

понижения давления газа; а- окружающая атмосфера; г- газ; в- воздух; κ- показатель адиабаты (принято κ=κ<sub>г</sub>=κ<sub>в</sub>=1,4); η- КПД цикла и процессов сжатия (расширения) в цикле.

Для простоты простые и сложные циклы с промежуточным подогревом (далее просто сложные циклы) рассмотрим как действительный цикл с идеальным газом, газовая постоянная и показатель адиабаты которого остаются неизменными.

Пусть промежуточный подогрев газа увеличивает удельное количество подведённой теплоты (далее просто подведённой теплоты) на величину ΔQ, а эффективную удельную работу (далее просто работу) сложного цикла - на величину ΔL<sub>e</sub>. Тогда для эффективного КПД сложного цикла запишем выражение

$$\eta_{e1-2} = \frac{L_{e1-2}}{Q_{1-2}} = \frac{L_{e1-1} + \Delta L_e}{Q_{1-1} + \Delta Q} = \eta_{e1-1} \left( \frac{1 + \Delta L_e / L_{e1-1}}{1 + \Delta Q / Q_{1-1}} \right), \quad (1)$$

где η<sub>e1-1</sub>=L<sub>e1-1</sub>/Q<sub>1-1</sub>.

Очевидно, условие равенства эффективных кпд простого и сложного циклов η<sub>e1-1</sub>=η<sub>e1-2</sub> будет выполняться, если ΔL<sub>e</sub>/L<sub>e1-1</sub>=ΔQ/Q<sub>1-1</sub> или

$$\Delta L_e = \eta_{e1-1} \Delta Q. \quad (2)$$

Пусть степень понижения давления газа в первой ступени π<sub>г1</sub> – независимая переменная, обеспечивающая условие (2). Выразим приращения параметров ΔL<sub>e</sub>, ΔQ сложного цикла через параметры L<sub>e1-1</sub>, Q<sub>1-1</sub> простого цикла и независимую переменную π<sub>г1</sub>.

С этой целью запишем известные формулы [3] для относительной работы  $\bar{L}_e=L_e/(C_p T_a)$  и относительной подведённой теплоты  $\bar{Q}=Q/(C_p T_a)$  сложного цикла (отнесённых к произведению теплоёмкости на температуру атмосферного воздуха) при разной степени подогрева газа в первой θ<sub>1</sub> и второй θ<sub>2</sub> ступенях цикла.

$$\bar{L}_{e1-2} = \theta_1 \left(1 - \frac{1}{e_{\tau 1}}\right) \eta_{\tau 1} + \theta_2 \left(1 - \frac{1}{e_{\tau 2}}\right) \eta_{\tau 2} - \frac{e-1}{\eta_{\kappa}}, \quad (3)$$

$$\bar{Q}_{1-2} = \left(\theta_1 - \frac{e-1}{\eta_{\kappa}} - 1\right) + \theta_2 - \theta_1 \left[1 - \left(1 - \frac{1}{e_{\tau 1}}\right) \eta_{\tau 1}\right]. \quad (4)$$

Последняя формула в работе [3] преобразована в формулу

$$\bar{Q}_{1-2} = \left(\theta_2 - \frac{e-1}{\eta_{\kappa}} - 1\right) + \theta_1 \left(1 - \frac{1}{e_{\tau 1}}\right) \eta_{\tau 1}. \quad (5)$$

Используя (3) и (5), запишем также формулу для эффективного КПД сложного цикла с учётом постоянной теплоёмкости газа во всех процессах

$$\eta_{e1-2} = \frac{\bar{L}_{e1-2}}{\bar{Q}_{1-2}} = \frac{\theta_1 \left(1 - \frac{1}{e_{\tau 1}}\right) \eta_{\tau 1} + \theta_2 \left(1 - \frac{1}{e_{\tau 2}}\right) \eta_{\tau 2} - \frac{e-1}{\eta_{\kappa}}}{\left(\theta_2 - \frac{e-1}{\eta_{\kappa}} - 1\right) + \theta_1 \left(1 - \frac{1}{e_{\tau 1}}\right) \eta_{\tau 1}}. \quad (6)$$

Формулы для относительной работы и подведённой теплоты простого цикла в зависимости от степени подогрева газа во второй ступени θ<sub>2</sub> имеют вид  $\bar{L}_{e1-1}=(e-1)(\theta_2 \eta_{\kappa} \eta_{\tau} / e - 1) / \eta_{\kappa}$  и  $\bar{Q}_{1-1}=[\theta_2 - (e-1) / \eta_{\kappa} - 1]$ .

Тогда формула (5) соответствует виду  $\bar{Q}_{1-2} = \bar{Q}_{1-1} + \Delta \bar{Q}$ . Приведём формулу (3) также к виду  $\bar{L}_{e1-2} = \bar{L}_{e1-1} + \Delta \bar{L}_e$ .

С этой целью вынесем за скобки член (e-1)/η<sub>κ</sub> и после преобразований получим следующее выражение для параметра  $\bar{L}_{e1-2}$

$$\bar{L}_{e1-2} = \frac{e-1}{\eta_{\kappa}} \left( \frac{\theta_2 \eta_{\kappa} \eta_{\tau 2}}{e} - 1 \right) + \theta_2 \eta_{\tau 2} \left[ \left(1 - \frac{1}{e_{\tau 1}}\right) \frac{\theta_1 \eta_{\tau 1}}{\theta_2 \eta_{\tau 2}} - \frac{e_{\tau 1}}{e} + \frac{1}{e} \right]. \quad (7)$$

Как видно из выражений (5) и (7), первые члены этих выражений при усло-

вии  $\eta_{\tau 2} = \eta_{\tau}$  являются параметрами простого цикла  $\bar{L}_{e1-1}$  и  $\bar{Q}_{1-1}$ , найденным в зависимости от параметра  $\theta_2$ , а оставшиеся члены приращениями этих параметров равны

$$\Delta \bar{L}_e = \theta_2 \eta_{\tau 2} \left[ \left(1 - \frac{1}{e_{\tau 1}}\right) \frac{\theta_1 \eta_{\tau 1}}{\theta_2 \eta_{\tau 2}} - \frac{e_{\tau 1}}{e} + \frac{1}{e} \right], \quad (8)$$

$$\Delta \bar{Q} = \theta_1 \left(1 - \frac{1}{e_{\tau 1}}\right) \eta_{\tau 1}. \quad (9)$$

Подставив выражения (8) и (9) в равенство (2), после преобразований получим квадратное уравнение относительно переменной  $\pi_{\tau 1}(e_{\tau 1})$ :

$$e_{\tau 1}^2 - \left[ \frac{\theta_1 \eta_{\tau 1}}{\theta_2 \eta_{\tau 2}} (1 - \eta_{e1-1}) e + 1 \right] e_{\tau 1} + \frac{\theta_1 \eta_{\tau 1}}{\theta_2 \eta_{\tau 2}} (1 - \eta_{e1-1}) e = 0$$

Решив это уравнение и отбросив не подходящий по физическому смыслу корень, найдём параметр  $\pi_{\tau 1 \text{равн.}\eta e}$  ( $e_{\tau 1 \text{равн.}\eta e}$ ), обеспечивающий выполнение условия  $\eta_{e1-1} = \eta_{e1-2}$ :

$$e_{\tau 1 \text{равн.}\eta e} = \frac{\theta_1 \eta_{\tau 1}}{\theta_2 \eta_{\tau 2}} (1 - \eta_{e1-1}) e. \quad (10)$$

Используя формулу (10) для параметра  $e_{\tau 1 \text{равн.}\eta e}$  и формулы (3), (5), (6) для работы, подведённой теплоты и эффективного КПД сложного цикла, а также известные формулы для параметров простого цикла, найдём зависимости этих параметров от общей СПД при одинаковой  $\theta_1 = \theta_2$  и разной  $\theta_1 > \theta_2$  степени подогрева в ступенях сложного цикла (рис. 2).

Как видно из рис. 2, в сложном цикле при условии  $\eta_{e1-1} = \eta_{e1-2}$  максимум эффективной работы и эффективного КПД, а также минимум подведённой теплоты при одинаковой степени подогрева в ступенях ( $\theta_1 = \theta_2$ ) и нахождении параметров простого цикла в зависимости от параметра  $\theta_1$  (линии 1) достигается при экономической СПД для простого цикла  $\pi_{\Sigma \text{опт} \eta e1-1}^1$ , соот-

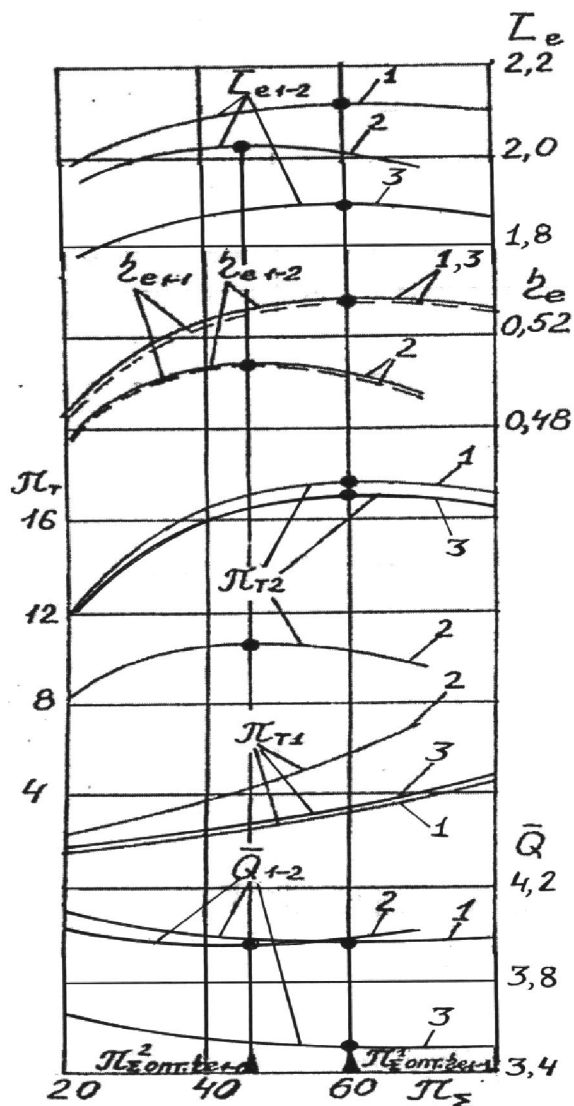


Рис. 2. Зависимость параметров простого (---) и сложного (—) циклов с промежуточным подогревом от общей степени повышения давления ( $\eta_{\kappa}^* = 0,85$ ;  $\eta_{m1}^* = 0,89$ ;  $\eta_{m2}^* = \eta_{m}^* = 0,94$ ): 1- сложный цикл при одинаковой степени подогрева в ступенях  $\theta_1 = \theta_2 = 6$  и простой цикл при  $\theta = 6$ ; 2- сложный цикл при разной степени подогрева в ступенях  $\theta_1 = 6, \theta_2 = 5,5$  и простой цикл при  $\theta = \theta_2 = 5,5$ ; 3- сложный цикл при разной степени подогрева в ступенях  $\theta_1 = 6, \theta_2 = 5,5$  и простой цикл при  $\theta = \theta_1 = 6$ ; • - экстремумы

ветствующей параметру  $\theta_1$ . При разной степени подогрева в ступенях ( $\theta_1 > \theta_2$ ) и нахождении параметров простого цикла в зависимости от параметра  $\theta_2$  (линии 2) – при экономической СПД  $\pi_{\Sigma \text{опт} \eta e1-1}^2$ , соответствующей параметру  $\theta_2$ . Покажем, что последний результат также является закономерностью.



Так как  $L_{e1-2} = \eta_{e1-1} Q_{1-2}$ , то для простоты достаточно показать, что функция  $\bar{Q}_{1-2} = f(\pi_\Sigma)$  имеет экстремум при экономической СПД  $\pi_{\Sigma_{\text{опт}\eta_{e1-1}}}$  и учесть, что произведение двух экстремумов в общем случае – также экстремальная величина.

Подставим формулу (10) в формулу подведённой теплоты (5), и после преобразований при  $\eta_{T2} = \eta_T$  получим

$$\bar{Q}_{1-2} = (\theta_2 - \frac{e-1}{\eta_k} - 1) / [1 - \frac{\theta_2 \eta_T}{e(\theta_2 \eta_T + 1 - \theta_2)}] + \theta_1 \eta_{T1} \quad (11)$$

Заметим, что полученная формула (11) не включает параметр  $e_{T1}$  и является простой функцией двух переменных  $\theta_2$  и  $e$ . Дифференцируя (11) по параметру  $e$  и приравнявая производную к нулю, после преобразований получим квадратное уравнение

$$e^2 - \frac{2\theta_2 \eta_T}{\theta_2 \eta_T + 1 - \theta_2} e + \frac{\theta_2 \eta_T (\theta_2 \eta_k + 1 - \eta_k)}{\theta_2 \eta_T + 1 - \theta_2} = 0$$

Решив это уравнение, найдём подходящий по физическому смыслу корень

$$e_{\text{опт.}Q_{1-2}} = \frac{\theta_2 \eta_T - \sqrt{\theta_2^2 \eta_T^2 - \theta_2 \eta_T (\theta_2 \eta_T + 1 - \theta_2) (\theta_2 \eta_k + 1 - \eta_k)}}{(\theta_2 \eta_T + 1 - \theta_2)} \quad (12)$$

Формула (12) совпадает с известной формулой для экономической СПД  $\pi_{\text{опт}\eta_{e1-1}} (e_{\text{опт}\eta_{e1-1}})$ , если она является функцией параметра  $\theta_2$ . Следовательно, функции  $\bar{L}_{e1-2} = f(\pi_\Sigma)$  и  $\bar{Q}_{1-2} = f(\pi_\Sigma)$  имеют экстремум при этой экономической СПД. Параметрические расчёты показывают, что это минимум подведённой теплоты  $\bar{Q}_{1-2\text{мин}}$  и максимум работы сложного цикла  $\bar{L}_{e1-2\text{макс}}$ .

Из рис. 2 видно также, что в сложном цикле при условии  $\eta_{e1-1} = \eta_{e1-2}$ , разной степени подогрева в ступенях цикла ( $\theta_1 > \theta_2$ ) и нахождении параметров простого цикла в зависимости от параметра  $\theta_2$  максимум эффективного КПД достигается

при максимуме степени понижения давления газа во второй ступени. Покажем, что это является закономерностью, также как при одинаковой степени подогрева  $\theta_1 = \theta_2$  в ступенях сложного цикла [1,2].

Используя формулу (10), получим следующее выражение для степени понижения давления газа во второй ступени сложного цикла  $\pi_{T2}(e_{T2})$ :

$$e_{T2} = \frac{e}{e_{T1}} = \frac{1}{\theta_1 \eta_{T1} / (\theta_2 \eta_{T2}) (1 - \eta_{e1-1})} \quad (13)$$

Из уравнения видно, что максимум степени понижения давления газа во второй ступени при разной степени подогрева в ступенях сложного цикла ( $\theta_1 > \theta_2$ ) соответствует максимуму эффективного КПД простого цикла  $\eta_{e1-1}$ .

Как видно из рис. 2, в сложном цикле при условии  $\eta_{e1-1} = \eta_{e1-2}$ , разной степени подогрева в ступенях ( $\theta_1 > \theta_2$ ) и нахождении параметров простого цикла в зависимости от параметра  $\theta_1$  максимум эффективной работы и эффективного КПД (линии 3) достигается также при экономической СПД для простого цикла  $\pi_{\Sigma_{\text{опт}\eta_{e1-1}}}$ , соответствующей параметру  $\theta_1$ . Однако величина максимума  $L_{e1-2\text{макс}}$  значительно меньше, чем при нахождении параметров простого цикла в зависимости от параметра  $\theta_2$ .

Таким образом, при разной степени подогрева в ступенях ( $\theta_1 > \theta_2$ ) упомянутая закономерность изменения параметров сложного цикла, являющаяся принципиальным отличием от простого цикла, не зависит от метода нахождения параметров простого цикла: в зависимости от параметра  $\theta_1$  или  $\theta_2$ . От этих параметров зависит лишь величина экономической СПД и, соответственно, эффективного КПД цикла.

**Эффективность сложных циклов при параметрах простого цикла, найденных в зависимости от степени подогрева газа в первой или второй ступени.** Эффективность сложных циклов при условии равенства эффективных КПД простого и сложного циклов определяется

увеличением их работы по сравнению с работой простого цикла. Наибольшая эффективность сложного цикла обеспечивается при параметрах простого цикла, найденных в зависимости от степени подогрева газа во второй ступени сложного цикла  $\theta_2$ . Это объясняется тем, что как видно из рис. 2, при зависимости параметров простого цикла от параметра  $\theta_2$  (линии 2) с уменьшением степени подогрева газа во второй ступени сложного цикла по сравнению с первой ( $\theta_2 < \theta_1$ ) увеличивается степень понижения давления газа в первой ступени  $\pi_{T1}$  пропорционально увеличению отношения  $\theta_1/\theta_2$ , как это видно из формулы (10), и становится больше, чем при зависимости параметров простого цикла от параметра  $\theta_1$  (линии 1). Пропорционально увеличению параметра  $\pi_{T1}$  понижается температура газа на выходе из первой ступени и увеличивается количество теплоты, подведённое во второй ступени.

В результате, при уменьшении параметра  $\theta_2 < \theta_1$  остаётся постоянным общее количество подведённой в сложном цикле теплоты  $Q_{1-2 \text{ мин}}$ , соответствующее экономической СПД  $\pi^2_{\text{Сопт}\eta_{e1-1}}$ . Максимум работы сложного цикла  $L_{e1-2 \text{ макс}}$ , достигаемый также при этой экономической СПД, уменьшается лишь пропорционально уменьшению максимума эффективного КПД сложного цикла, как это следует из формулы:  $L_{e1-2} = \eta_{e1-1} Q_{1-2}$ .

Как видно из рис. 2, при зависимости параметров простого цикла от параметра  $\theta_1$  (линии 3) с уменьшением степени по-

догрева газа во второй ступени сложного цикла по сравнению с первой ( $\theta_2 < \theta_1$ ) остаётся практически постоянной степень понижения давления газа в первой ступени  $\pi_{T1}$  и соответственно остаётся постоянной температура газа на выходе из первой ступени.

В результате, при уменьшении параметра  $\theta_2 < \theta_1$  уменьшается количество теплоты, подведённой во второй ступени, и общее количество подведённой в сложном цикле теплоты  $Q_{1-2 \text{ мин}}$ , соответствующее экономической СПД  $\pi^1_{\text{Сопт}\eta_{e1-1}}$ .

Уменьшается и максимум работы сложного цикла  $L_{e1-2 \text{ макс}}$  пропорционально уменьшению минимального количества подведённой теплоты  $Q_{1-2 \text{ мин}}$  при сохранении максимума эффективного КПД.

**Вывод.** При условии равенства эффективных КПД простого и сложного циклов, уменьшении степени подогрева газа во второй ступени сложного цикла по сравнению с первой ( $\theta_2 < \theta_1$ ) и нахождении параметров простого цикла в зависимости от параметра  $\theta_2$  остаётся постоянным минимальное количество подведённой в сложном цикле теплоты, соответствующее экономической СПД. Это обеспечивает большую величину максимальной работы цикла при этой СПД, чем при нахождении параметров простого цикла в зависимости от параметра  $\theta_1$ , когда минимальное количество подведённой теплоты, соответствующее экономической СПД, уменьшается с уменьшением параметра  $\theta_2$ .

### Библиографический список

1. Иванов В.А. Оптимизация цикла газотурбинных установок. Пермь: ПГТУ, 2006. 112 с.
2. Иванов В.А. Исследование эффективности реальных циклов ГТД с одно- и двухступенчатым подводом тепла при равенстве их эффективных КПД // Известия вузов. Авиационная техника. 1995. № 3. С. 26-31.
3. Теория реактивных двигателей / под ред. Б.С. Стечкина. Ч. 2. М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1954. 496 с.

### Информация об авторе

**Иванов Вадим Александрович**, кандидат технических наук, инженер-конструктор первой категории, ОАО «Авиадвигатель». E-mail: [iva-](mailto:iva-perm@rambler.ru)

[perm@rambler.ru](mailto:perm@rambler.ru). Область научных интересов: оптимизация термодинамических циклов газотурбинных двигателей.

## EFFICIENCY OF COMPLEX CYCLES OF A GAS TURBINE UNIT WITH VARYING DEGREES OF HEATING IN THE FIRST AND SECOND STAGES

©2014 V.A. Ivanov

Joint-Stock Company «Aviadvigatel», Perm, Russian Federation

The method of finding parameters of complex cycle gas turbine with intermediate heating is created, provided that effective efficiencies of simple and complex cycles are equal and the degree of gas heating at the first and second stages is different. It is shown, that under the conditions of equality effective efficiencies of simple and complex cycles and decrease of the degree of gas heating at the second stage compared with that at the first one, the work and effective efficiency maximum is achieved at of the degree of increase of pressure is optimal in terms of effective efficiency (economic) for the simple cycle, which may be the function of the degree of gas heating both at the first and the second stage. It is found that under the conditions of equality effective efficiencies of simple and complex cycles, decrease of the degree of gas heating at the second stage and economic of the degree of increase of pressure determined as the function this of degree of heating, provides a higher work maximum compared with that achieved under economic of the degree of increase of pressure determined as the function of the degree of gas heating at the first stage.

*Simple and complex cycle, effective efficiency, maximum of work and efficiency.*

### References

1. Ivanov V.A. Optimizatsiya tsikla gazoturbinnnykh ustanovok [Optimization of gas turbine units cycles]. Perm: Perm National Research Polytechnic University Publ., 2006. 112 p.
2. Ivanov V.A. Effective research of actual gas turbine cycles with single and two-stage heat application at condition theirs equality effective efficiency // Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika. 1995. No. 3. P. 26-31. (In Russ.)
3. Teoriya reaktivnykh dvigateley [Theory of jet engines / edit by B.S. Stechkin]. Moscow: VVIA named N.E. Zhukovskogo Publ., 1954. 496 p.

### About the author

**Ivanov Vadim Alexandrovich**, Candidate of Science (Engineering), 1st class design engineer in “Aviadvigatel” Public Cor-

poration. E-mail: [iva-perm@rambler.ru](mailto:iva-perm@rambler.ru). Area of Research: optimization of gas turbine engine heat cycles.

УДК 621.438.082

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ СЛОЖНЫХ ЦИКЛОВ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С ОТБОРОМ ВОЗДУХА НА ОХЛАЖДЕНИЕ МЕЖТУРБИННОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

©2014 В.А. Иванов

ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

Рассмотрена возможность повышения эффективного коэффициента полезного действия (КПД) сложного цикла газотурбинной установки (ГТУ) с промежуточным подогревом при условии равенства эффективных КПД простого и сложного циклов, уменьшении степени подогрева во второй ступени по сравнению с первой и степени повышения давления, оптимальной по эффективному КПД (экономической) для простого цикла. Экономическая степень повышения давления найдена в функции от степени подогрева во второй ступени, так как это обеспечивает наибольшее увеличение работы сложного цикла по сравнению с работой простого цикла. Эффективный КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение межтурбинной камеры сгорания найден как сумма эффективного КПД простого регенеративного цикла для части воздуха, отбираемой на охлаждение, и эффективного КПД сложного цикла с промежуточным подогревом для оставшейся части воздуха. Установлено, что эффективный КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение межтурбинной камеры сгорания и его регенеративным подогревом выше эффективного КПД аналогичного сложного цикла без отбора воздуха и достигает максимума, также как и работа этого цикла, при экономической степени повышения давления для простого цикла.

*Сложный цикл, степень подогрева в ступенях сложного цикла, регенерация теплоты отработавшего газа.*

**Введение.** При увеличении работы цикла ГТУ за счёт введения промежуточного подогрева возникает необходимость уменьшить степень подогрева во второй ступени  $\theta_2$  сложного цикла по сравнению с первой ступенью  $\theta_1$  с целью уменьшения расхода воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение второй высокотемпературной турбины, имеющей более длинные лопатки, чем первая.

Эффективность сложных циклов с промежуточным подогревом при принятом условии равенства эффективных КПД простого и сложного циклов определяется увеличением их работы по сравнению с работой простого цикла. В работе [1] показано, что наибольшая эффективность сложных циклов с промежуточным подогревом обеспечивается при параметрах простого цикла, найденных в зависимости от степени подогрева газа во второй ступени сложного цикла  $\theta_2$ . Это объясняется тем, что при уменьшении параметра ( $\theta_2 < \theta_1$ ) уменьшается степень повышения давления (СПД) в сложном цикле, оптимальная по эффективному КПД (экономическая) простого цикла, но сохраняется общее количество теплоты, подведённой в сложном цикле. В результате максимум

работы сложного цикла, достигаемый при экономической СПД, уменьшается наиболее экономичным путём пропорционально уменьшению максимума эффективного КПД.

В статье с учётом изложенного способа обеспечения наибольшей эффективности сложного цикла с промежуточным подогревом (далее просто сложного цикла) рассматривается влияние введения отбора воздуха из компрессора для охлаждения межтурбинной камеры сгорания на понижение эффективного КПД сложного цикла и возможность увеличения этого эффективного КПД за счёт регенерации теплоты отработавшего в турбинах газа (ОГ) путём подогрева охлаждающего воздуха, так как обычный способ регенерации путём подогрева воздуха за компрессором невозможен при экономической СПД из-за отрицательной разности температуры газа за турбинами и воздуха за компрессором.

**Методика нахождения параметров сложного цикла с регенеративным подогревом воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение КС2.** На рис. 1 показана схема ГТУ сложного цикла с промежуточным подогревом, отбором

воздуха из компрессора на охлаждение межтурбинной камеры сгорания (КС2) и регенерацией теплоты отработавших газов путём подогрева отбираемого на охлаждение воздуха.

Введём обозначения:  $\theta = T_r/T_a$  - степень повышения температуры в цикле;  $\pi_\Sigma = p_k/p_a$  - степень повышения давления в цикле;  $\pi_{k1} = p_{k1}/p_a$  - степень повышения давления в первой ступени сложного цикла (до места отбора воздуха из компрессора);  $\pi_{r1} = p_k/p_{r1}$  - степень понижения давления в первой сложного ступени цикла (в первой турбине);  $\pi_{r2} = p_{r1}/p_a$  - степень понижения давления во второй ступени сложного цикла (во второй турбине);

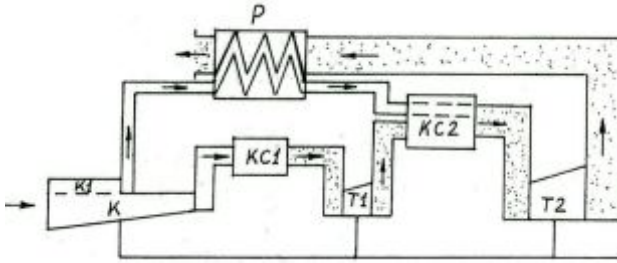


Рис. 1. Схема ГТУ сложного цикла с промежуточным подогревом, отбором воздуха из компрессора на охлаждение межтурбинной камеры сгорания и регенеративным подогревом отбираемого на охлаждение воздуха

прессор; кс- камера сгорания; т- турбина; 1, 2- первая и вторая ступень повышения (понижения ) давления; а- окружающая атмосфера; г- газ; в- воздух; к- показатель адиабаты (принято  $k = k_r = k_b = 1,4$ );  $\eta$ - КПД цикла и процессов сжатия (расширения) в цикле; е- эффективный;  $\Sigma$ - общий.

Для простоты циклы ГТУ рассмотрим как действительный цикл с идеальным газом, газовая постоянная и показатель адиабаты которого остаются неизменными. Сложный цикл рассмотрим с разной степенью подогрева в ступенях ( $\theta_1 > \theta_2$ ) и параметрами простого цикла, найденными в функции от параметра  $\theta_2$ .

Равенство КПД простого и сложного циклов обеспечим за счёт нахождения степени понижения давления в первой ступени сложного цикла по известной формуле

$$e_{\tau_{1\text{равн}\eta_e}} = \frac{\theta_1 \eta_{\tau_1}}{\theta_2 \eta_{\tau_2}} (1 - \eta_{e1-1}) e. \quad (1)$$

Эффективный КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2 без регенерации теплоты ОГ найдём как сумму эффективных КПД простого цикла (цикл 1-1)  $\eta_{e1-1}$  для части воздуха, отбираемой на охлаждение КС2, и сложного цикла с промежуточным подогревом (цикл 1-2)  $\eta_{e1-2}$  для оставшейся части циклового воздуха

$$\eta_{e1-2}^{\text{отб}} = \eta_{e1-1} n + \eta_{e1-2} (1 - n), \quad (2)$$

где  $n = G_{\text{в.отб}}/G_{\text{в.к}}$  - расход отбираемого на охлаждение КС2 воздуха  $G_{\text{в.отб}}$ , отнесённый к расходу воздуха на входе в компрессор  $G_{\text{в.к}}$ .

Так же найдём и удельную эффективную работу (далее просто работу) сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2

$$L_{e1-2}^{\text{отб}} = L_{e1-1} n + L_{e1-2} (1 - n). \quad (3)$$

Такой подход позволяет использовать известные формулы эффективных и удельных параметров простого и сложного циклов без их усложнения.

Пусть для простоты место отбора воздуха из компрессора на охлаждение КС2 соответствует равенству давлений охлаждающего воздуха и газа за первой турбиной (без учёта гидравлических потерь в трубопроводах и регенераторе), т.е. равенству степени повышения давления воздуха в первой ступени и степени понижения давления газа во второй ступени  $\pi_{k1} = \pi_{r2}$ .

Тогда эффективный КПД простого цикла с термодинамическими параметрами  $\pi_{k1}$ ,  $\theta_2$ , без регенерации теплоты ОГ и с постоянной теплоёмкостью газа во всех процессах найдём по известной формуле

$$\eta_{e1-1} = \frac{\bar{L}_{e1-1}}{Q_{1-1}} = \frac{[(e_{k1} - 1)/\eta_{k1}][(\theta_2 \eta_{k1} \eta_{r2} / e_{k1}) - 1]}{\theta_2 - (e_{k1} - 1)/\eta_{k1} - 1}, \quad (4)$$

а с учётом регенерации теплоты ОГ по формуле, полученной в [2]

$$\eta_{e1-p} = \frac{[(e_{k1} - 1) / \eta_{k1}] [(\theta_2 \eta_{k1} \eta_{\tau_2} / e_{k1}) - 1]}{[\theta_2 - (e_{k1} - 1) / \eta_{k1} - 1] - \sigma_p a}, \quad (5)$$

где

$$a = \theta_2 [1 - (1 - 1/e_{\tau_2}) \eta_{\tau_2}] - [(e_{k1} - 1) / \eta_{k1} + 1].$$

Эффективный КПД сложного цикла с разной степенью подогрева в ступенях ( $\theta_1 > \theta_2$ ) найдём по известной формуле

$$\eta_{e1-2} = \frac{\bar{L}_{e1-2}}{\bar{Q}_{1-2}} = \frac{\theta_1 (1 - 1/e_{\tau_1}) \eta_{\tau_1} + \theta_2 (1 - 1/e_{\tau_2}) \eta_{\tau_2} - (e - 1) / \eta_k}{[\theta_2 - (e - 1) / \eta_k - 1] + \theta_1 (1 - 1/e_{\tau_1}) \eta_{\tau_1}}. \quad (6)$$

Здесь  $\bar{L}_e = L_e / (C_p T_a)$  - относительная удельная работа цикла (отнесённая к произведению теплоёмкости на температуру атмосферного воздуха),  $\bar{Q} = Q / (C_p T_a)$  - относительная удельная теплота, подведённая в цикле.

Эффективный КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2 и регенерацией теплоты ОГ путём подогрева отбираемого воздуха найдём как сумму эффективных КПД простого регенеративного цикла  $\eta_{e1-p}$  и сложного цикла с промежуточным подогревом  $\eta_{e1-2}$  для тех же частей циклового воздуха

$$\eta_{e1-2p}^{отб} = \eta_{e1-p} n + \eta_{e1-2} (1 - n). \quad (7)$$

**Влияние регенеративного подогрева воздуха, отбираемого на охлаждение КС2, на параметры сложного цикла.** Заметим, что, как видно из формулы (1), увеличение параметра  $\theta_1$  по сравнению с  $\theta_2$  приводит к увеличению степени понижения давления газа в первой ступени  $\pi_{\tau_1}(e_{\tau_1})$  пропорционально увеличению отношения  $\theta_1/\theta_2$  и соответственно к уменьшению степени понижения давления газа во второй ступени  $\pi_{\tau_2}(e_{\tau_2})$  и повышению температуры газа за турбиной  $T_{\tau_2}$ . Увеличение параметра  $\theta_1$  по сравнению с  $\theta_2$  приводит к уменьшению параметра  $\pi_{k1}(e_{k1})$  при равенстве  $\pi_{k1} = \pi_{\tau_2}$ , необходимом для охлаждения КС2, и соответственно к понижению температуры воздуха  $T_{k1}$ , отбираемого из компрессора на охлаждение КС2. В результате при  $\theta_1 > \theta_2$  перепад температур газа и воздуха в регенераторе  $\Delta T_p = T_{\tau_2} - T_{k1}$  увеличивается, что

способствует эффективному использованию теплоты ОГ для повышения эффективного КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2.

В работе [3] получена зависимость удельной поверхности регенератора  $f_p = F_p / G_B$  от степени регенерации  $\sigma_p$  для трубчатого противоточного регенератора с отношением водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания  $\varphi = C_{pB} G_B / C_{pп.с} G_{п.с} = 1$ . Так как в рассматриваемом сложном цикле расход отработавшего в турбинах газа многократно превышает расход воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение КС2, то зависимость  $f_p = f(\sigma_p)$  была дополнена числовыми зависимостями при  $\varphi < 1$ , полученными расчётом по формуле В.В. Уварова

$$f_p = \frac{c_{pв}}{\kappa_p (\varphi - 1)} \ln \frac{1 - \sigma_p}{1 - \varphi \sigma_p},$$

где  $K_p$  - коэффициент теплопередачи.

Коэффициент  $\varphi$  приближённо (при равенстве теплоёмкости газа и воздуха) находился по формуле

$$\varphi = G_{в.отб} / (G_{в.к} - G_{в.отб}) = n / (1 - n).$$

Согласно ей, с увеличением относительного расхода воздуха на охлаждение КС2 до  $n = 0,5$  отношение водяных эквивалентов увеличивается до  $\varphi = 1$ . Зависимости  $f_p = f(\sigma_p)$  при  $\varphi \leq 1$  показаны на рис. 2.

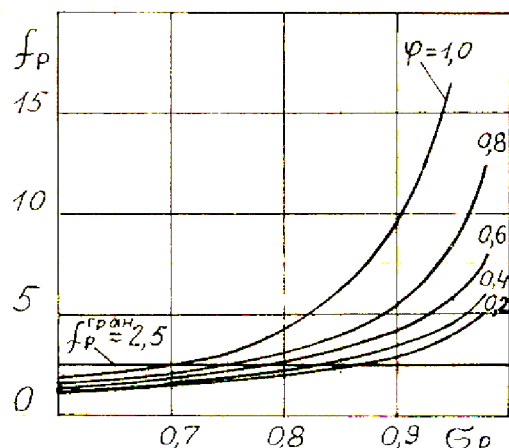


Рис. 2. Зависимость удельной поверхности регенератора от степени регенерации при отношении водяных эквивалентов воздуха и газа  $\varphi \leq 1$

Как видно из рис. 2, при  $\varphi=1$  удельная поверхность регенератора, соответствующая границе её интенсивного увеличения, равна  $f_p^{гран}=2,5$  и достигается при граничном значении степени регенерации  $\sigma_p^{гран}=0,7$ , величина которой известна также по другим работам, например [4]. Из рис. 2 найдём значения степени регенерации  $\sigma_p^{гран}$  при значениях  $\varphi < 1$  и удельной поверхности регенератора  $f_p^{гран}=2,5$ , которую примем за максимально возможную для регенератора с целью минимизации его размеров. Таким способом получена зависимость  $\sigma_p^{гран}=f(\varphi)$ , которая с учётом  $n=\varphi/(1+\varphi)$  преобразована в  $\sigma_p^{гран}=f(n)$  и показана на рис. 3.

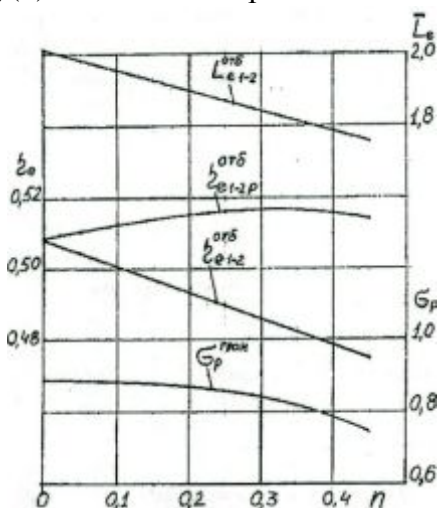


Рис. 3. Зависимость параметров сложного цикла с разной степенью подогрева в ступенях и регенеративным подогревом воздуха, отбираемого на охлаждение КС2, от относительной величины отбираемого расхода воздуха  $n=G_{в.отб}/G_{в.к}$  ( $\theta_1=6, \theta_2=5,5$ ;  $\pi_{\Sigma опт \eta_{e1-1}}=46,4$ ;  $\eta_{\kappa 1}^*=0,87$ ;  $\eta_{\kappa}^*=0,85$ ;  $\eta_{\tau 1}^*=0,89$ ;  $\eta_{\tau 2}^*=0,94$ )

На рис. 3 показана зависимость параметров сложного цикла с разной степенью подогрева в ступенях  $\theta_1=6, \theta_2=5,5$  и регенеративным подогревом воздуха, отбираемого на охлаждение КС2, от относительной величины отбираемого расхода воздуха  $n=G_{в.отб}/G_{в.к}$  при экономической СПД для простого цикла  $\pi_{\Sigma опт. \eta_{e1-1}}$ , являющейся функцией параметра  $\theta_2$ . Как видно из рис. 3, с увеличением отбора воздуха на охлаждение КС2 (с увеличением

коэффициента  $n$ ) работа  $L_{e1-2}^{отб}$  и эффективный КПД  $\eta_{e1-2}^{отб}$  сложного цикла уменьшаются, но с учётом регенеративного подогрева отбираемого воздуха со степенью регенерации  $\sigma_p^{гран}$  эффективный КПД сложного цикла  $\eta_{e1-2p}^{отб}$  сначала увеличивается и достигает максимума при  $n=0,3$ , а затем уменьшается.

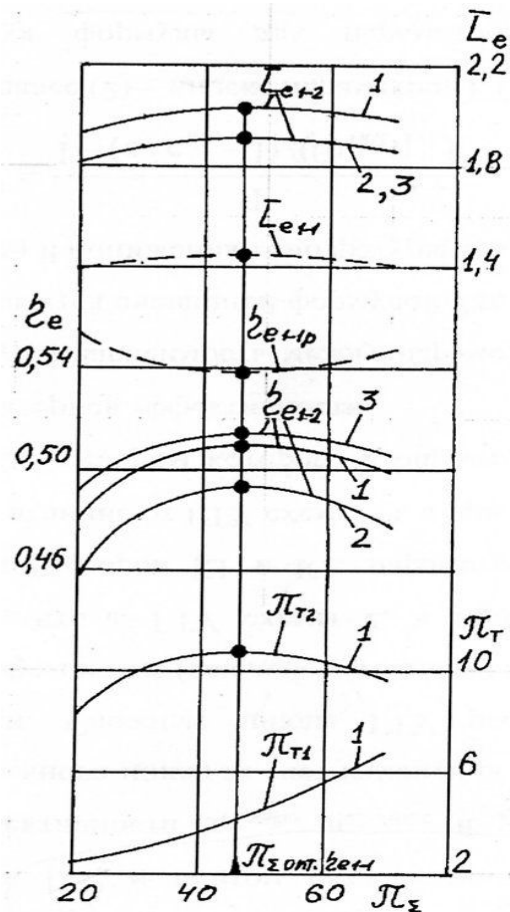


Рис. 4. Зависимость параметров сложного цикла (—) с разной степенью подогрева в ступенях и отбором воздуха на охлаждение КС2 от общей степени повышения давления ( $\theta_1=6, \theta_2=5,5$ ;  $\eta_{\kappa 1}^*=0,87$ ;  $\eta_{\kappa}^*=0,85$ ;  $\eta_{\tau 1}^*=0,89$ ;  $\eta_{\tau 2}^*=0,94$ ); 1- сложный цикл без отбора воздуха на охлаждение КС2; 2- сложный цикл с отбором воздуха на охлаждение КС2 с  $n=G_{в.отб}/G_{в.к}=0,2$ ; 3- сложный цикл с регенеративным подогревом воздуха, отбираемого на охлаждение КС2; - - - - простой цикл для отбираемого воздуха с  $\theta=\theta_2=5,5$  и регенерацией теплоты отработавших газов с  $\sigma_p^{гран}=0,87$ ; • - экстремумы

Это является следствием того, что с увеличением параметра  $n$  степень регенерации  $\sigma_p^{гран}$  сначала слабо уменьшается, а после достижения  $n=0,3$  ( $\varphi=0,42$ ) градиент

её уменьшения увеличивается, как это видно из рис. 2.

На рис. 4 показана зависимость параметров сложного цикла с разной степенью подогрева в ступенях  $\theta_1=6$ ,  $\theta_2=5,5$  и отбором воздуха на охлаждение КС2 от общей СПД при относительной величине отбираемого расхода воздуха  $n=0,2$ , которая достаточна для конвективно - плёночного охлаждения камер сгорания [5].

Из рис. 4 следует:

- максимум параметров  $\bar{L}_{e1-2}$  и  $\eta_{e1-2}$  сложного цикла без отбора воздуха на охлаждение КС2 (линии 1) при  $\theta_1 > \theta_2$  достигается при экономической СПД для простого цикла  $\pi_{\Sigma_{\text{опт}}\eta_{e1-1}}=46,4$ , являющейся функцией параметра  $\theta_2$ , т.е. наиболее экономичным путём;

- максимум параметров  $\bar{L}_{e1-1}$  и  $\eta_{e1-1}$  простого цикла для отбираемого воздуха (параметр  $\eta_{e1-1}$  не показан) достигается при экономической СПД  $\pi_{\Sigma_{\text{опт}}\eta_{e1-1}}$ , так как эти параметры являются функцией параметра  $\pi_{k1}$ , равного параметру  $\pi_{r2}$  сложного цикла, который достигает максимума при этой экономической СПД [1];

- максимум эффективного КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2 без его регенеративного

подогрева  $\eta_{e1-2}^{\text{отб}}$  (линии 2), как сумма КПД простого и сложного циклов по равенству (2), ниже максимума эффективного КПД без отбора воздуха  $\eta_{e1-2}$  и достигается, как и максимум работы этого сложного цикла  $\bar{L}_{e1-2}$ , при экономической СПД для простого цикла  $\pi_{\Sigma_{\text{опт}}\eta_{e1-1}}$ ;

- максимум эффективного КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2 и его регенеративным подогревом  $\eta_{e1-2p}^{\text{отб}}$  (линии 3), как сумма КПД простого и сложного циклов по равенству (7), выше максимума эффективного КПД сложного цикла без отбора воздуха  $\eta_{e1-2}$  и достигается при экономической СПД для простого цикла  $\pi_{\Sigma_{\text{опт}}\eta_{e1-1}}$ .

**Вывод.** Эффективный КПД сложного цикла с разной степенью подогрева в ступенях ( $\theta_1 > \theta_2$ ), отбором воздуха на охлаждение межтурбинной КС2 и его подогревом за счёт использования теплоты отработавших газов со степенью регенерации, соответствующей границе интенсивного увеличения поверхности теплообмена, выше эффективного КПД аналогичного сложного цикла без отбора воздуха и достигает максимума, как и работа этого цикла, при экономической СПД для простого цикла, являющейся функцией параметра  $\theta_2$ .

### Библиографический список

1. Иванов В.А. Оптимизация цикла газотурбинных установок. Пермь: ПГТУ, 2006. 112 с.
2. Теория воздушно-реактивных двигателей / под ред. С.М. Шляхтенко. М.: Машиностроение, 1975. 568 с.
3. Елисеев Ю.С., Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Осипов М.И., Суровцев И.Г. Теория и проектирование газотурбинных

и комбинированных установок: учеб. для вузов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. 635 с.

4. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Стационарные газотурбинные установки. Справочник. Л.: Машиностроение, 1989. 512 с.

5. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. М.: Мир, 1986. 566 с.

### Информация об авторе

**Иванов Вадим Александрович**, кандидат технических наук, инженер-конструктор первой категории, ОАО «Авиадвигатель». E-mail: iva-perm@

gambler.ru. Область научных интересов: оптимизация термодинамических циклов газотурбинных двигателей.



## EFFICIENCY OF COMPLEX CYCLES OF GAS TURBINE UNITS WITH AIR BLEED FOR THE COOLING OF INTERMEDIATE COMBUSTION CHAMBERS

©2014 V.A. Ivanov

Joint-Stock Company «Aviadvigatel», Perm, Russian Federation

The possibility of effective efficiency increase of a complex cycle gas turbine with intermediate heating is considered provided that effective efficiencies of simple and complex cycles are equal, the degree of gas heating at the second stage is lower than that at the first one and the degree of increase of pressure the simple cycle is optimal in terms of effective efficiency (economic). The economic degree of increase of pressure is determined as the function of the degree of heating at the second stage, as it provides the maximum of work increase in the complex cycle compared with that in the simple cycle. The effective efficiency of the complex cycle with the selection of air for intermediate combustion chamber cooling is found by summing up the effective efficiency of the simple regenerative cycle for the part of air, selected on cooling, and that of the complex cycle with intermediate heating of the other part of the air. It is found that the effective efficiency of the complex cycle with the selection of air for intermediate combustion chamber cooling and its regenerative heating is higher than that without the selection of air and the effective efficiency of the complex cycle as well as the work of this cycle reaches its maximum at economic the degree of increase of pressure in the simple cycle.

*Complex cycle, degree of heating in steps of complex cycle, regeneration of heat outflow gas.*

### References

1. Ivanov V.A. Optimizatsiya tsikla gazoturbinnnykh ustanovok [Optimization of gas turbine units cycles]. Perm: Perm National Research Polytechnic University Publ., 2006. 112 p.
2. Teorija vozdušno-reaktivnyh dvigatelej [Theory of air-jet engines / ed. by S.M. Shlyahtenko]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 568 p.
3. Teorija i proektirovanie gazoturbinnnyh i kombinirovannyh ustanovok: ucheb. dlja vtuzov [Theory and Design of gas turbine end combination engines: Manual / ed. by Yu.S. Eliseev]. Moscow: Bauman State Technical University Publ., 2000. 635 p.
4. Arseniev L.V., Tyryshkin V.G. Stacionarnye gazoturbinnnye ustanovki [Stationary gas turbine units. Reference book]. Leningrad: Mashinostroenie Publ, 1989. 512 p.
5. Lefevr A. Processy v kamerah sgoranija GTD [Processes in chambers of combustion gas turbines]. Moscow: Mir Publ., 1986. 566 p.

### About the author

**Ivanov Vadim Alexandrovich**, Candidate of Science (Engineering), 1st class design engineer in “Aviadvigatel” Public Cor-

poration. E-mail: iva-perm@rambler.ru. Area of Research: optimization of gas turbine engine heat cycles.

УДК 621.57

## ЗАВИСИМОСТЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН СТИРЛИНГА ОТ ВНЕШНИХ И ВНУТРЕННИХ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

© 2014 В.Н. Белозерцев

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

Увеличение холодопроизводительности холодильной машины осуществляется посредством изменения давления заправки и частоты вращения привода. Для работы с минимальными суммарными потерями и максимальной холодопроизводительностью давление заправки и частота вращения не должны меняться произвольно. Связь между ними осуществляется через одинаковые минимальные суммарные потери в регенераторе. Внутренние параметрические величины холодильной машины (давление заправки, относительная температура, относительный мёртвый объём, соотношение максимальных описанных объёмов рабочих полостей) и внешние (частота вращения привода) оказывают влияние на энергетические характеристики машин. В статье представлена оценка влияния этих параметрических величин на действительные характеристики холодильной машины и определены возможности и способы их форсирования.

*Холодильная машина, холодопроизводительность, регенератор, гидравлические потери, тепловые мосты, давление заправки, частота вращения привода, относительный мёртвый объём, относительная температура, форсирование.*

Эффективность решения многих задач в авиационной и космической технике определяется достижениями в области бортовых систем охлаждения летательных аппаратов. Основой этих систем вплоть до 80К являются газовые холодильные машины (ГХМ), работающие по обратному циклу Стирлинга [1]. Уровень холодопроизводительности этих машин составляет значение от долей до десятков ватт. Работа этих установок на номинальном режиме подразумевает постоянство таких параметров, как температуры детандерной ( $T_x$ ) и компрессорной ( $T_r$ ) полости, энергетических характеристик: холодопроизводительности ( $Q_2$ ), теплоты отводимой от компрессорной полости ( $Q_1$ ) и работы цикла ( $L_{ц}$ ). Однако возможны ситуации, когда в результате действия внешних факторов значения этих величин могут отклоняться от своих номинальных значений. Это может происходить за счёт увеличения теплопритоков из окружающей среды в зону термостатирования холодильной машины. Поэтому актуальным является изучение вопроса о возможности форсирования их характеристик с целью обеспечения работоспособности бортовых

систем в таких условиях. Общеизвестны также и методы форсирования этих тепловых машин: по давлению заправки и частоте вращения привода [1,2]. Эти параметры непосредственно влияют на уровень подводимой и отводимой тепловой мощности теплообменных аппаратов, их массогабаритные размеры, а также на уровень возникающих в них потерь. Поэтому целью данной работы является выявление зависимости энергетических характеристик ГХМ, потерь, возникающих в теплообменных аппаратах при работе от частоты вращения привода и давления заправки, а также определение рабочих интервалов давлений и частоты. Характер зависимости энергетических характеристик холодильной машины от давления заправки и частоты привода может быть оценён по методике Шмидта [2] следующими выражениями:

$$Q_2 = \frac{\pi \cdot P_{cp} \cdot V_{OX} \cdot \delta \cdot \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}}, \quad (1)$$

$$Q_1 = Q_2 \cdot \tau, \quad (2)$$

$$L_{ц} = Q_1 - Q_2 \quad (3)$$

и представлен на рис.1.

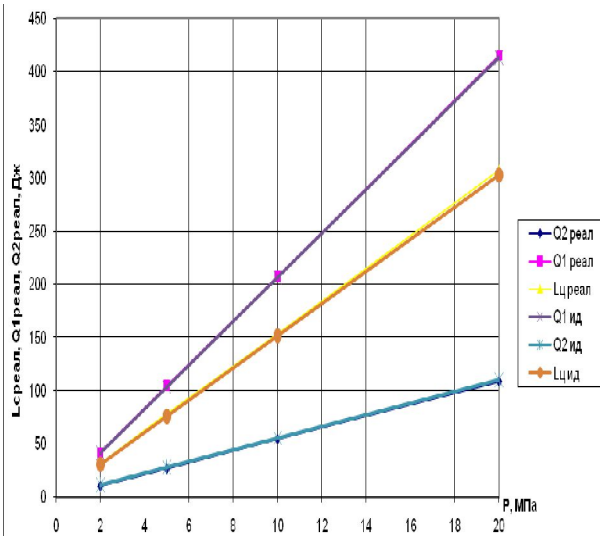


Рис.1. Зависимость параметров цикла холодильной машины от давления заправки

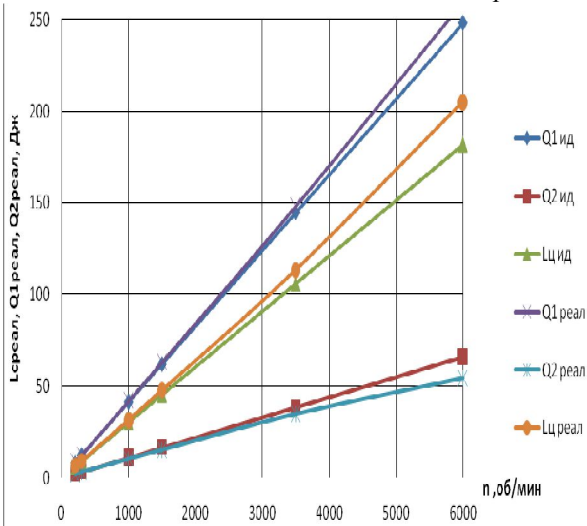


Рис.2. Зависимости реальных параметров холодильной машины от частоты привода

С увеличением частоты вращения энергетические характеристики цикла остаются без изменения, однако растут тепловые мощности рабочих полостей. При форсировании машин Стирлинга по этим параметрам меняются режимы работы теплообменных аппаратов.

Суммарные потери в регенераторе  $\Delta Q_{\Sigma} = \Delta Q_{H1} + Q_{\Delta P} + \Delta Q_{HP}$  (4) включают потери:

- на недорекуперацию:

$$\Delta Q_{H1} = 0,5(1 - \eta_p) Q_p.$$

Величина тепловой нагрузки регенератора рассчитывается из выражения:

$$Q_p = G \cdot C_p \cdot (T_G - T_X) + 2 \cdot \varepsilon \cdot V_{PG} \cdot (P_{\max} - P_{\min}) \cdot \frac{1}{\tau_{II}};$$

- на гидравлические сопротивления

$$Q_{\Delta P} = \Delta P \cdot \frac{G}{\rho};$$

- за счёт теплопроводности по корпусу и насадке регенератора

$$\Delta Q_{HP} = A_H \cdot \lambda_{\Sigma \Phi} \cdot F_P (T_G - T_X) \cdot \frac{1}{l_P}.$$

Эти потери приводят к уменьшению действительной холодопроизводительности холодильной машины. Изменение давления заправки и частоты вращения привода по-разному сказываются на темпе изменения энергетических характеристик. Но общим является то, что суммарные тепловые потери в регенераторе при определённом соотношении между его длиной и диаметром ( $\Lambda_p = \frac{l_p}{d_p}$ ) при фиксированных  $p_3$  и  $n$  принимают минимальное значение (рис. 3,4).

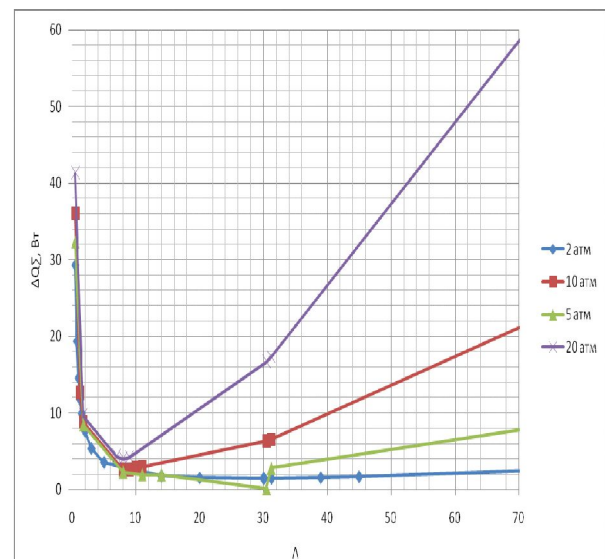


Рис. 3. Зависимость суммарных потерь в регенераторе от  $\Lambda_p$  при разных давлениях заправки

Найденные с учётом полученных потерь значения действительных энергетических характеристик:

$$|Q_{1д}| = |Q_1| + \frac{1}{2} \Delta Q_{\Sigma},$$

$$|Q_{2д}| = Q_2 - \frac{1}{2} \Delta Q_{\Sigma},$$

$$L_{ИД} = Q_{1д} - Q_{2д}$$

представлены на рис.5,6.

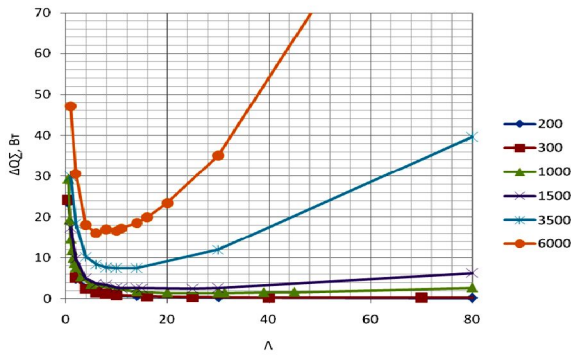


Рис. 4. Зависимость суммарных потерь от  $\Delta p$  при разных частотах

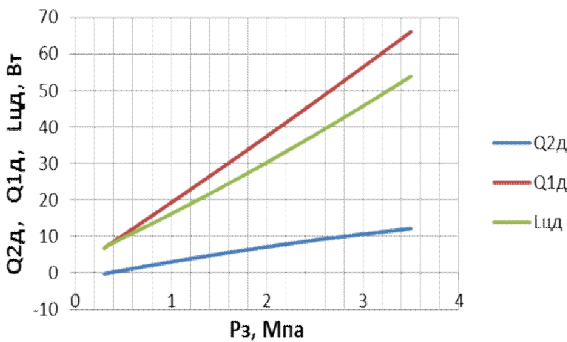


Рис. 5. Зависимость действительных характеристик ГХМ от давления заправки

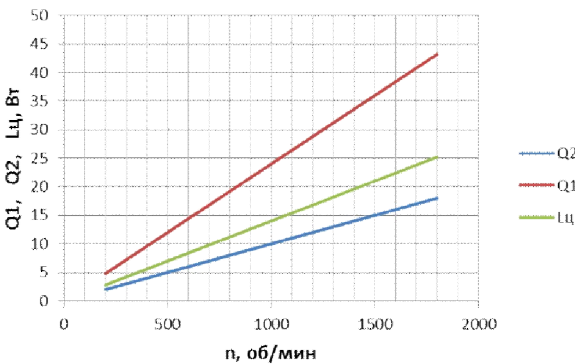


Рис. 6. Зависимость действительных характеристик ГХМ от частоты вращения привода

Из графиков видно, что холодильная машина начинает работать с давления заправки 0,25 МПа и частоты вращения привода 700 об /мин. Представленные зависимости позволяют установить связь между давлением заправки и частотой вращения привода  $p_3 = f(n)$  и параметры, соответствующие максимальным значениям действительной холодопроизводительности.

Поэтому при форсировании холодильных машин Стирлинга изменять необходимо одновременно оба параметра в

соответствии с определёнными выше условиями и рис. 7 (суммарный рабочий объём холодильной машины составил  $15 \text{ см}^3$ ). Вид корреляционной кривой  $p_3 = f(n)$  для ГХМ с базовыми проектировочными параметрами: холодопроизводительностью 10 Вт, температурами детандерной полости  $T_x = 150\text{К}$ , компрессорной полости  $T_z = 160\text{К}$ , давлением заправки  $p_3 = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , частотой вращения привода 1000 об/мин представлен на рис.7. Следует выбирать переразмеренные по тепловой нагрузке (следовательно и по массе) регенераторы с  $\Delta p$  от 10 до 80, что и делается на практике [1].

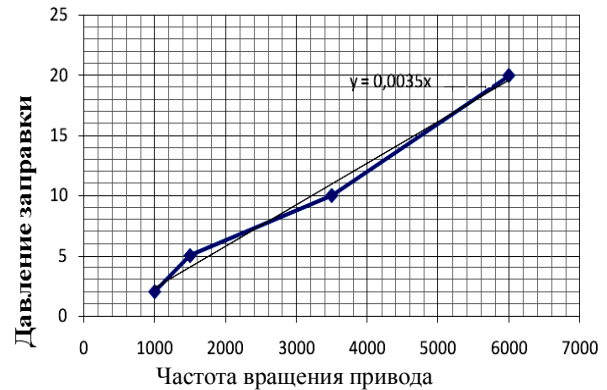


Рис. 7. Зависимость рабочих интервалов давлений заправки и частот вращения привода

Представленные на рис.7 рабочие характеристики справедливы для холодильной машины с конкретными относительными параметрами:

$$\tau = \frac{T_\Gamma}{T_X} - \text{относительной температурой;}$$

$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2 \cdot \tau \cdot K \cdot \cos \alpha}}{\tau + K + 2 \cdot S} - \text{вспомогательным параметром,}$$

$$S = \frac{2 \cdot X \cdot \tau}{\tau + 1} - \text{приведённый мёртвый объём;}$$

$$X = \frac{V_p}{V_{ox}} - \text{относительный «мёртвый» объём;}$$

$K = \frac{V_{OG}}{V_{OX}}$  - относительный описанный объём рабочих полостей.

При переменных  $\tau$ ;  $X$ ;  $K$  корреляционные зависимости  $p_3 = f(n)$  представлены на рис. 8.

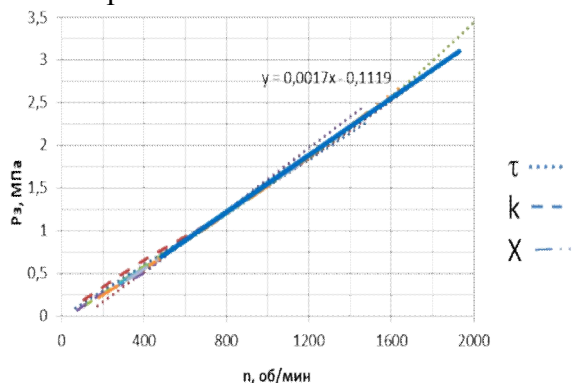


Рис.8. Объединённая характеристика рабочих режимов ГХМ по давлению заправки и частоте

Значения величин варьировались в интервалах:  $\tau = 1,2 \dots 3,6$ ;  $X = 0,2 \dots 2,5$ ;  $K = 0,1 \dots 4$ . Выбранные границы изменения величин взяты не случайно: меньшие значения  $\tau$ ,  $K$  и большие  $X$  соответствуют условиям, когда действительная холодопроизводительность машины превращается в ноль.

Из представленной на рис.8 зависимости видно, что область совпадения графиков находится в диапазоне значений давления заправки от 0,9 до 1,7 МПа и частоты вращения привода от 700 до 1100 об/мин. Это означает, что в данной облас-

ти влияние  $\tau$ ,  $X$  и  $K$  на  $P_3$  и  $n$  пренебрежимо мало. Следовательно, данный диапазон является областью с устойчивыми энергетическими характеристиками ГХМ. Он может быть рекомендован, как область предпочтительных рабочих режимов с точки зрения максимальной действительной холодопроизводительности.

При  $n > 1900$  об/мин,  $P_3 > 3,12$  МПа и  $n < 200$  об/мин,  $P_3 < 0,5$  МПа наблюдается наибольший разброс значений соотношения температур, относительного мёртвого объёма и соотношения объёмов рабочих полостей. Представленные на рис. 8 характеристики позволили обобщить полученные результаты в виде аппроксимирующей зависимости:

$$p = 1700 \cdot n - 0,1119 \cdot 10^6 .$$

#### Выводы

1. Для форсирования холодильных машин Стирлинга по давлению заправки и частоте вращения привода и достижения при этом минимальных потерь в регенераторе и максимальной холодопроизводительности должны одновременно меняться оба параметра давление заправки и частота вращения привода в соответствии с рабочей характеристикой

$$p = 1700 \cdot n - 0,1119 \cdot 10^6 .$$

2. Диапазон с устойчивыми характеристиками ГХМ соответствует диапазону значений давления заправки от 0,9 до 1,7 МПа.

#### Библиографический список

1. Новотельнов В.Н., Суслов А.Д., Полтараус В.Б. Криогенные машины. СПб.: Политехника, 1991. 332 с.
2. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга. М.: Энергия, 1978. 145 с.
3. Грезин А.К., Зиновьев В.С. Микрокриогенная техника. М.: Машиностроение, 1977. 232 с.

#### Сведения об авторе

**Белозерцев Виктор Николаевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный

исследовательский университет). E-mail: vick.belozertzew@yandex.ru. Область научных интересов: исследование рабочих процессов тепловых двигателей и холодильных машин.

**DEPENDENCE OF ENERGY CHARACTERISTICS  
OF STIRLING GAS REFRIGERATING MACHINES  
ON EXTERNAL AND INTERNAL PARAMETRIC VALUES**

© 2014 V.N. Belozertsev

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The question of forcing the heat engines Stirling is important. The increase of cold-productivity of the refrigeration machine is carried out by means of change of pressure filling and Internal parametric values of refrigerating machines: filling pressure, relative temperature, relative dead volume, the ratio of the maximum described volumes working cavities and external: frequency of rotation effects on the energy characteristics of machines. The article presents the assessment of the impact of these parametric values on the real characteristics of refrigerating machines and identify opportunities and ways of forcing speed of the drive. To work with minimum total power losses and maximum cooling capacity of the filling pressure and speed must not be changed arbitrarily. The relationship between them via the same minimum total losses in the regenerator.

*The refrigerator, capacity, thermal capacity at the minimum temperature in cycle, a regenerator, hydraulic, thermal bridges, the minimum total losses, pressure of refueling, frequency of the rotation.*

**References**

1. Novotel'nov V.N., Suslov A.D., Poltaraus V.B. Kriogennyye mashiny [Cryogenic units]. Saint-Petersburg: Politehnika Publ., 1991. 332 p.
2. Walker G. Mashiny, rabotajushhie po ciklu Stirlinga [The units working on a Stirling cycle]. Moscow: Energia Publ, 1978. 145 p.
3. Grezin A.K., Zinovev V.S. Mikrokrigennaja tehnika [The microcryogenic techniques]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977. 232 p.

**About the author**

**Belozertsev Victor Nikolaevich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of heating engineering and thermal engines department, Samara State Aerospace

University. E-mail: vick.belozertzew@yandex.ru. Area of Research: working processes of thermal engines and refrigerators.

УДК 621.436:62-71

## РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВСТРОЕННЫМИ ВИХРЕВЫМИ ТРУБАМИ

© 2014 С.В. Веретенников, С.Н. Баринов

Рыбинский государственный авиационный технический университет  
имени П.А. Соловьёва

Представлены результаты численных и экспериментальных исследований теплообмена закрученных потоков в циклонных каналах и вихревых трубах с использованием в качестве рабочей среды воздуха и перегретого водяного пара. Проведены исследования зависимости результатов от числа элементов расчётной области и от шага по времени. На основе экспериментальных данных проведено сравнение работы неадиабатной вихревой трубы на воздухе и водяном паре. Проведены численные исследования сопряжённого теплообмена сопловой лопатки турбины с двумя встроенными вихревыми энергоразделителями с перегретым водяным паром в качестве охладителя. Приведены расходная характеристика лопатки, зависимость эффективности охлаждения от расхода охладителя и получено распределение температуры в материале лопатки.

*Вихревая труба, сопловая лопатка турбины, эффект Ранка.*

### Введение

Температура газа перед турбиной, величина которой ограничена свойствами применяемых жаропрочных сплавов и применяемой системой охлаждения, оказывает существенное влияние на значение коэффициента полезного действия (КПД) газотурбинного двигателя (ГТД). Система охлаждения должна обеспечить работу лопатки на приемлемом по условиям термостойкости уровне температуры стенки; она призвана также скомпенсировать неравномерность тепловых потоков по обводу профиля лопатки и обеспечить минимальный градиент температур. Одним из перспективных направлений в создании систем охлаждения является использование закрученных потоков, так как их характерные особенности наиболее полно подходят для создания эффективной схемы конвективных и конвективно-плёночных систем охлаждения лопаток проточной части ГТД. Закрученный поток характеризуется значительными радиальными градиентами скорости и давления, высоким уровнем турбулентных пульсаций, активным и консервативным воздействием центробежных сил на структуру потока. Существенное увеличение коэффициента теплоотдачи достигается при закрутке потока с одновре-

менной генерацией охлажденных масс пара (эффект Ранка).

Новым направлением в создании эффективных систем охлаждения сопловых лопаток ГТД является использование вихревых энергоразделителей (ВЭ) в системах закрытого парового охлаждения комбинированных установок. В зависимости от давления используемого пара при реализации такой конструкции могут срабатывать большие перепады давления по сравнению с воздушным охлаждением, величина которых будет определяться только степенью отбора пара из турбины и точкой возврата в магистраль питательной воды.

### Численное и экспериментальное исследование теплообмена закрученных потоков

Эффективность применения вихревых энергоразделителей в системах охлаждения лопаток ГТД зависит от выбора оптимальных геометрических и режимных параметров, однако на сегодняшний день теплообмен в вихревых трубах остаётся малоизученным. Ниже приведены некоторые результаты экспериментальных и численных исследований газодинамики и теплообмена в противоточной вихревой трубе.

На модели противоточной вихревой трубы [1] были проведены исследования сеточной сходимости численного моделирования газодинамики закрученного течения. Геометрические параметры вихревой трубы: двухзаходное закручивающее устройство с тангенциальными соплами прямоугольной формы (отношение сторон  $b:h = 1:2$ ), диаметр камеры энергоразделения  $d = 10$  мм; относительный диаметр диафрагмы  $\bar{d}_d = 0,5$ ; относительная площадь сопловых вводов  $\bar{f}_c = 0,1$ ; длина камеры энергоразделения  $\bar{l} = 8$  калибров. В каждом новом расчёте изменялось только число элементов неструктурированной

тетрагональной сетки расчётной области внутренних каналов вихревой трубы ( $N = 1098552$ ;  $3211404$ ;  $5102889$ ;  $6660583$ ;  $8871787$ ); геометрия и граничные условия оставались неизменными. Начальное значение физического шага по времени  $10^{-5}$  с; в ходе расчёта шаг по времени увеличивался до  $10^{-3}$  с (промежуточные значения  $5 \cdot 10^{-5}$ ;  $10^{-4}$ ;  $5 \cdot 10^{-4}$  с). По результатам расчётов построены графики зависимости массового расхода, температуры адиабатного торможения и энтальпии потока, вычисленной по параметрам торможения, на входе, «горячем» и «холодном» выходах от числа элементов расчётной области (рис. 1).

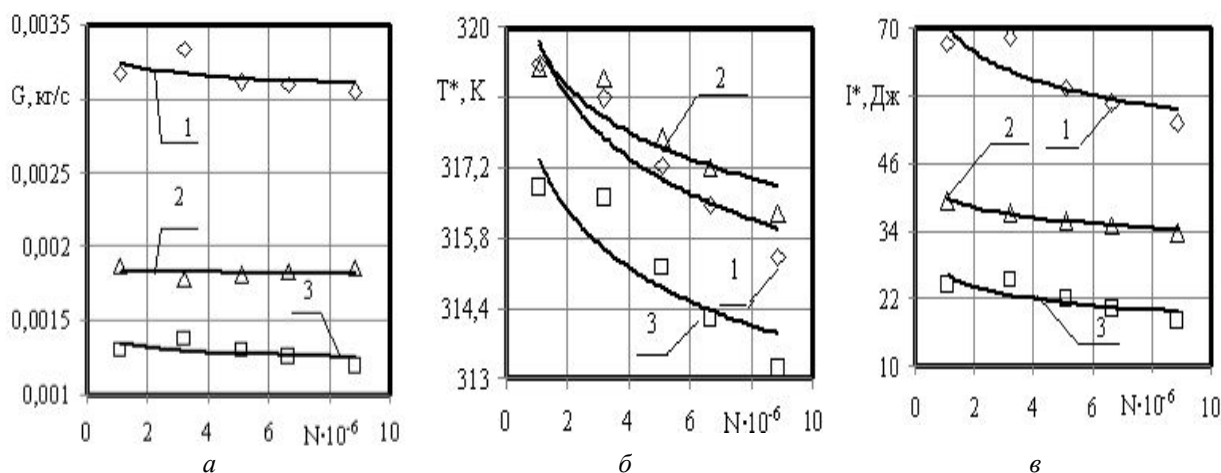


Рис. 1. Зависимость массового расхода (а); температуры адиабатного торможения (б); полной энтальпии (в) от числа элементов расчетной области (шаг по времени  $10^{-3}$  с):  
1 – вход; 2 – выход «горячего» потока; 3 – выход «холодного» потока

Величина относительного отклонения от баланса массового расхода и энергии уменьшается с увеличением числа элементов расчётной области, причём для расхода отклонение уменьшается быстрее. Для массового расхода минимальная величина отклонения составляет 0,131 %, для энтальпии – 2,4 %. Несмотря на высокую точность выполнения закона сохранения массы и энергии, наблюдается значительное изменение величина  $T^*$  от числа элементов.

Графики зависимости массового расхода, температуры адиабатного торможения и полной энтальпии от шага по времени имеют качественно одинаковый вид для различных сеток. Как видно из рис.2, уже при  $\tau = 5 \cdot 10^{-4}$  с дальнейшее увеличе-

ние шага по времени не вызывает существенного изменения ни одной из рассматриваемых величин. Таким образом, можно сделать вывод, что при моделировании газодинамики течения в данной вихревой трубе расчёт необходимо остановить при шаге по времени  $5 \cdot 10^{-4}$  с.

При численном моделировании теплообмена с использованием неструктурированной тетрагональной сеткой с призматическим подслоем наблюдалась зависимость коэффициента теплоотдачи от числа слоёв, особенно вблизи закручивающего устройства (рис.3). На значительном удалении  $\bar{l} \approx 5$  от закручивающего устройства количество слоёв в пристенной области не оказывало влияния на значение коэффициента теплоотдачи.



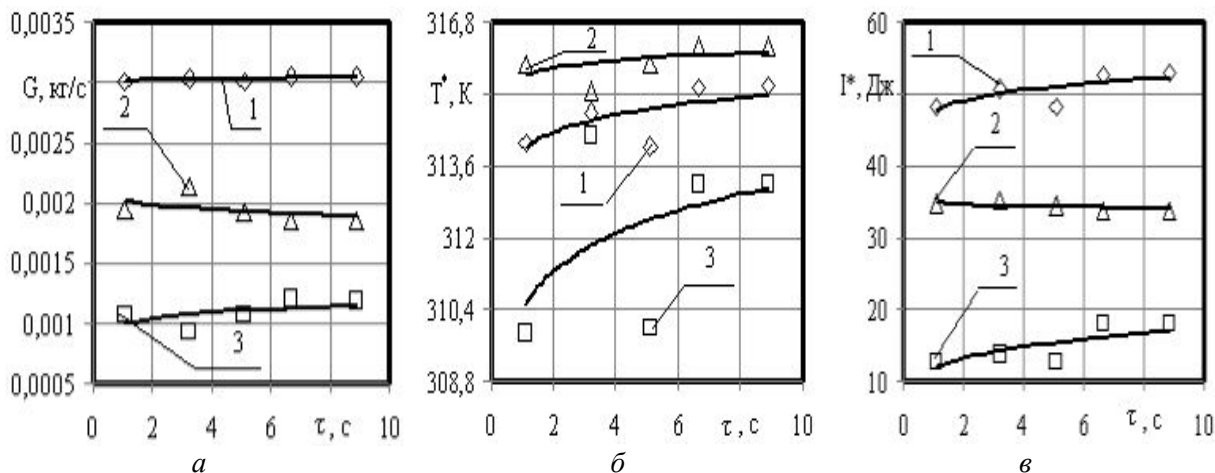


Рис. 2. Зависимость  $G$ ,  $T^*$  и  $I^*$  от шага по времени  $\tau$  (число элементов  $N = 8871787$ ):  
1 – вход; 2 – выход «горячего» потока; 3 – выход «холодного» потока

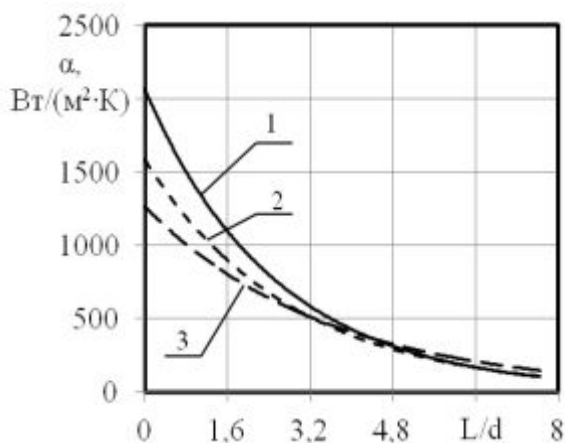


Рис. 3. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине камеры энергоразделения при различном количестве призматических слоёв: 1 – 10 слоёв; 2 – 13 слоёв; 3 – 17 слоёв

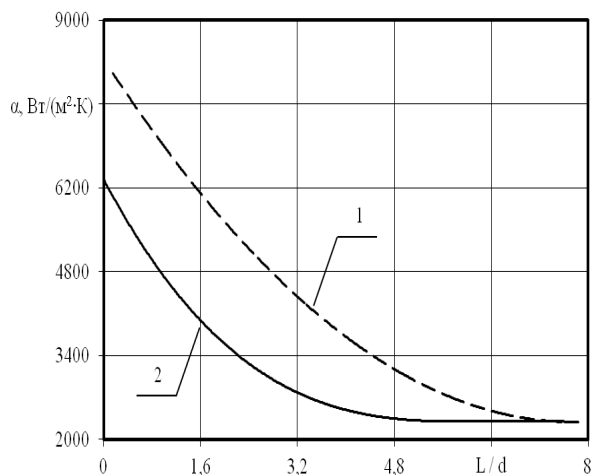


Рис. 4. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине циклонного канала и камеры энергоразделения вихревой трубы: 1 - вихревая труба; 2 – циклонная камера

Для сравнения величины коэффициента теплоотдачи при течении в вихревой трубе и циклонном канале были проведены оценочные численные расчёты. Геометрия вихревой трубы [1] отличалась от циклонного канала только наличием патрубка охлаждённого потока. Расчёты проводились с использованием в качестве рабочей среды модели идеального газа при одинаковых граничных условиях, моделях турбулентности и других начальных параметрах. Проведённое численное моделирование показало, что коэффициент теплоотдачи при течении в камере энергоразделения вихревой трубы значительно выше по всей длине теплообменной поверхности, чем при течении в циклонном канале (рис. 4).

В работе [1] представлены результаты экспериментального исследования теплообмена в вихревой трубе с применением воздуха и перегретого водяного пара в качестве рабочей среды. Были выявлены наиболее эффективные режимы работы на воздухе вихревого энергоразделителя предложенной конструкции: при доле охлажденного потока  $\mu = 0,48$  и перепаде давления  $\pi = 3,3$  коэффициент теплоотдачи на поверхности камеры энергоразделения достигал максимального значения  $\alpha = 578 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}$ ; на поверхности патрубка охлаждённого потока максимальное значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha = 572 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  достигается при  $\mu = 0,74$  и  $\pi = 3,3$  (рис. 5).

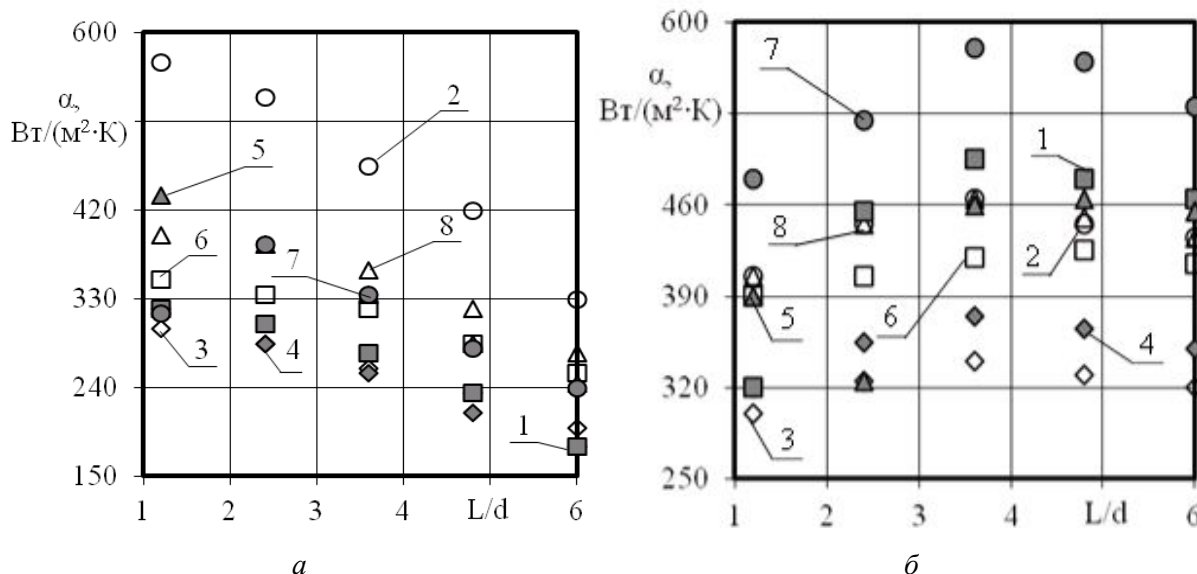


Рис. 5. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине камеры энергоразделения: а) и трубки охлажденного потока б) (воздух): 1 –  $\pi = 2,5; \mu = 0,74$ ; 2 –  $\pi = 3,3; \mu = 0,48$ ; 3 –  $\pi = 2; \mu = 0,48$ ; 4 –  $\pi = 2; \mu = 0,74$ ; 5 –  $\pi = 3; \mu = 0,74$ ; 6 –  $\pi = 2,5; \mu = 0,48$ ; 7 –  $\pi = 3,3; \mu = 0,74$ ; 8 –  $\pi = 3; \mu = 0,48$

Результаты экспериментов [1] с использованием перегретого водяного пара ( $T = 383 \text{ K}$ ;  $\mu = 0,6$ ;  $\pi = 2$ ) представлены на рис. 6. Из рис. 5 и 6 видно, что коэффициент теплоотдачи при использовании пара значительно (более чем на 200 %) превышает значения  $\alpha$  при использовании воздуха.

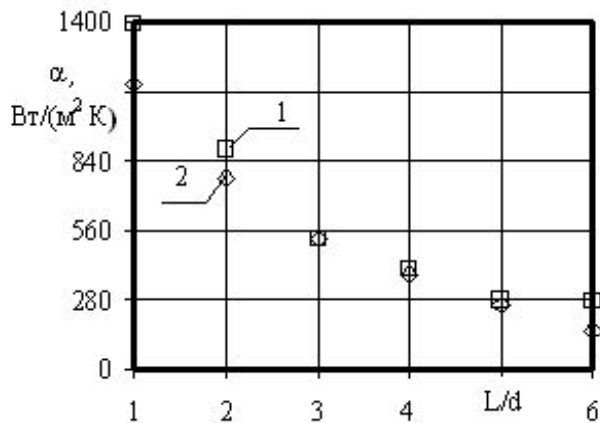


Рис. 6. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине:  
1 – патрубку охлажденного потока;  
2 – камеры энергоразделения ( $\mu = 0,48$ ;  $\pi = 2$ ; водяной пар) [1]

Приведённые результаты численных и экспериментальных исследований доказывают преимущества циклонно-вихревого охлаждения и показывают принципиальную возможность (по

уровню достигаемых значений  $\alpha$ ) их использования в системах охлаждения лопаток ГТД.

В [1] приведены результаты эксперимента по оценке темпа охлаждения удобообтекаемой модели с встроенной вихревой трубой с поворотным каналом (рис.7). Геометрические параметры ВЭ: диаметр камеры энергоразделения  $d = 16 \text{ мм}$ , относительная площадь сопла  $\bar{f}_c = 0,1$ , относительный диаметр диафрагмы  $\bar{d}_d = 0,5$ , относительная длина до закручивающего устройства  $\bar{\ell} = 5$ . В закручивающем устройстве применено тангенциальное сопло прямоугольного сечения с отношением сторон 1:2. На «горячем» конце установлен развихритель в виде плоской пластины. Для максимально возможного сохранения закрутки и полного давления отверстие диафрагмы соединено с охлаждающим каналом входной кромки плавным круглым каналом. Принцип работы лопатки с ВЭ состоит в следующем: охладитель поступает из ресивера 1 через сопло закручивающего устройства 2 в центральный канал модели 3, делится на два потока – периферийный нагретый 9 и центральный охлаждённый 8. Нагретый поток 9 охлаждает централь-

ную часть модели и выбрасывается через отверстие дросселя *б* в газовый тракт. Охлаждённый в ВЭ центральный поток *8* через диафрагму *4* и плавный поворотный канал входной кромки *7* охлаждает её и выпускается в газовый поток.

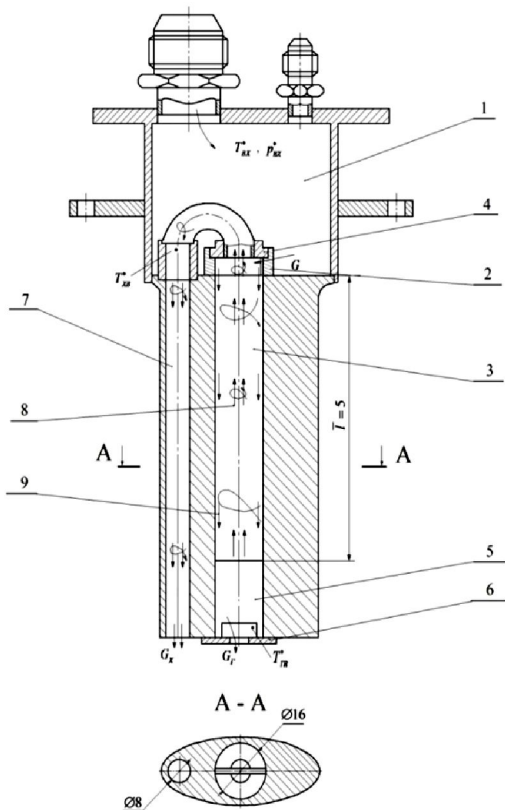


Рис. 7. Схема удобообтекаемой модели с встроенным вихревым энергоделителем: 1 – ресивер; 2 – закручивающее устройство; 3 – камера энергоразделения; 4 – диафрагма; 5 – развихритель; 6 – дроссель; 7 – канал входной кромки; 8 – осевой охлаждённый поток; 9 – периферийный нагретый поток

В ходе экспериментов осуществлялось охлаждение нагретой удобообтекаемой модели модели воздухом и перегретым водяным паром. Как видно из рис. 8, темп охлаждения при использовании перегретого водяного пара в два раза превышает темп охлаждения при использовании воздуха.

### Численное моделирование сопряжённого теплообмена сопловой лопатки с встроенными вихревыми энергоделителями

Внутренние каналы сопловой лопатки с вихревой системой охлаждения, предложенной в [2, 3], представлены на

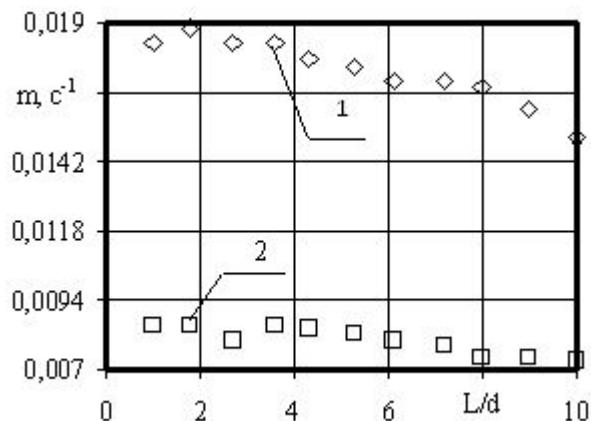


Рис. 8. Распределение темпа охлаждения по длине охлаждающего канала: 1) перегретый водяной пар; 2) воздух [1]

рис. 9. Хладагент через завихрители *1* подаётся в две камеры энергоразделения *2*. В камере энергоразделения *2* интенсивно закрученный периферийный поток, перемещаясь от завихрителя *1* к дросселю *3*, с одной стороны, нагревается, охлаждая вогнутую и выпуклую поверхности пера, а с другой стороны, дополнительно нагревается в процессе энергоразделения, отбирая энергию у приосевых масс пара, перемещающихся в противоположном направлении. Истекая из отверстия диафрагмы в канал *4*, хладагент пониженной температуры подаётся на охлаждение выходных кромок и выбрасывается в газовый тракт через щель. Нагретый поток из камеры энергоразделения выбрасывается через перфорацию на спинке *б* в корневом и периферийном сечениях (по 3 отверстия диаметром 1,0 мм). На охлаждение входной кромки охлаждающий поток подаётся по наружному радиусу и сбрасывается в газовый тракт через отверстия перфорации входной кромки *5* (2 ряда по 22 отверстия диаметром 0,7 мм со стороны спинки и столько же со стороны корыта).

Для оценки эффективности системы охлаждения выполнено численное моделирование процесса сопряжённого теплообмена при различных давлениях хладагента – перегретого водяного пара ( $P^* = 1,78 \cdot 10^5; 1,8 \cdot 10^5; 1,88 \cdot 10^5; 2 \cdot 10^5$  Па).

Остальные граничные условия оставались неизменными: среднее давление на входе в межлопаточный канал  $P^* = 1728300$  Па; средняя температура на входе в межлопаточный канал  $T^* = 1773$  К; температура подаваемого водяного пара  $T^* = 673$  К; среднее давление на выходе из межлопаточного канала  $P =$

1324800 Па.

На рис. 10 представлена расходная характеристика лопатки: зависимость суммарного расхода хладагента от перепада давления – разности давлений подаваемого водяного пара и среднего давления в межлопаточном канале.

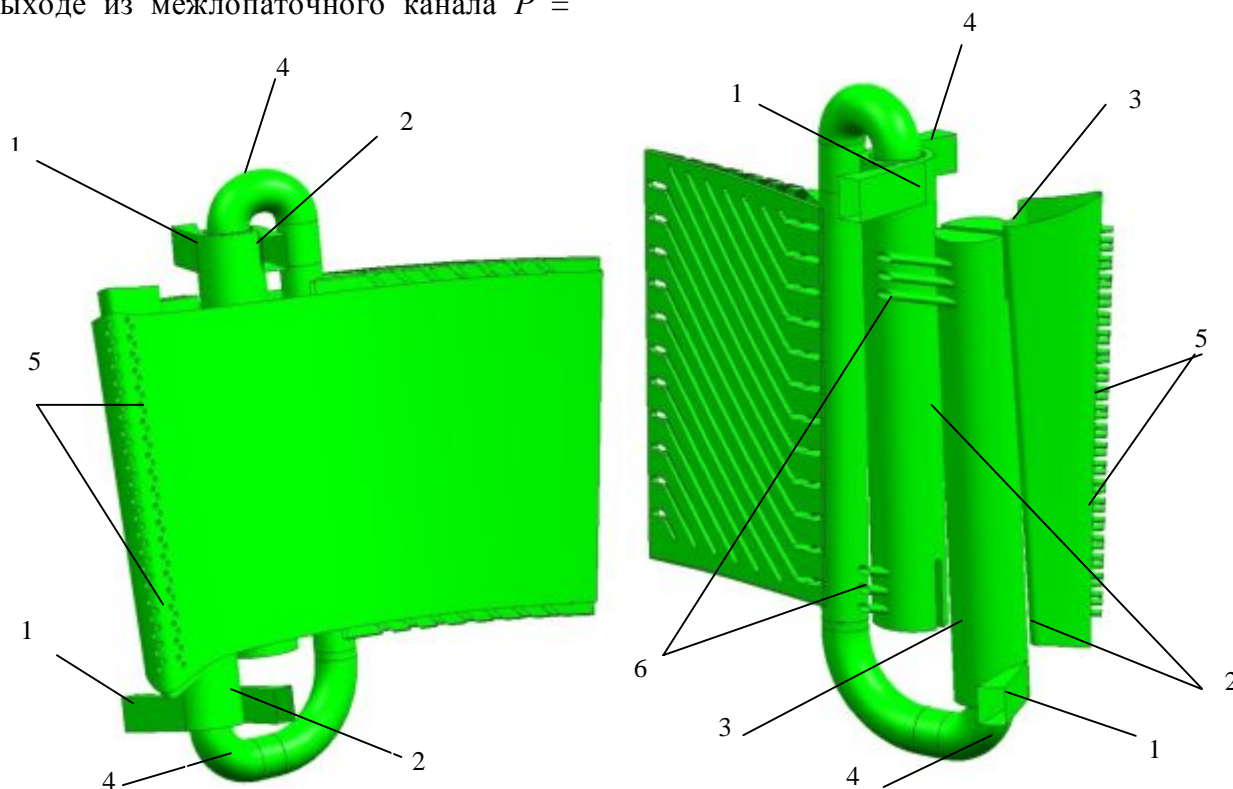


Рис. 9. Внутренние каналы сопловой лопатки с встроенными вихревыми энергоделителями: 1 – закручивающее устройство; 2 – камера энергоделения; 3 – дроссель; 4 – канал охлаждённого потока; 5 – отверстия перфорации входной кромки; 6 – отверстия перфорации на спинке

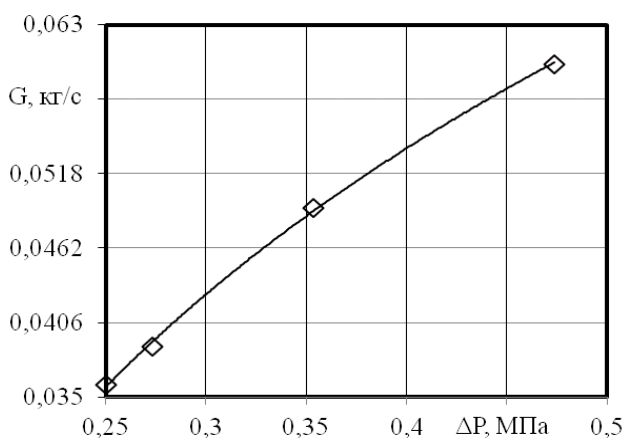


Рис. 10. Расходная характеристика сопловой лопатки с двумя вихревыми энергоделителями

На сегодня предел жаропрочности сплавов, используемых для изготовления лопаток, составляет приблизительно 1173 К.

Как видно из рис. 11, система охлаждения, предложенная в [2, 3], удовлетворяет требованиям жаростойкости.

На рис. 12 представлены зависимости средней и минимальной эффективности охлаждения от относительного расхода перегретого пара. Типичное значение средней эффективности охлаждения для лопаток с конвективно-плёночным охлаждением при  $G_{\text{отн}} = 6,4$  % равна  $\theta_{\text{ср}} \approx 0,65$  [2], а для лопатки с встроенными вихревыми энергоделителями  $\theta_{\text{ср}} \approx 0,78$ . В то же время из рис. 11 видно, что увеличение давления пара (и, как следствие, массового расхода) не приводит в исследуемом диапазоне к значительному росту средней эффективности охлаждения.

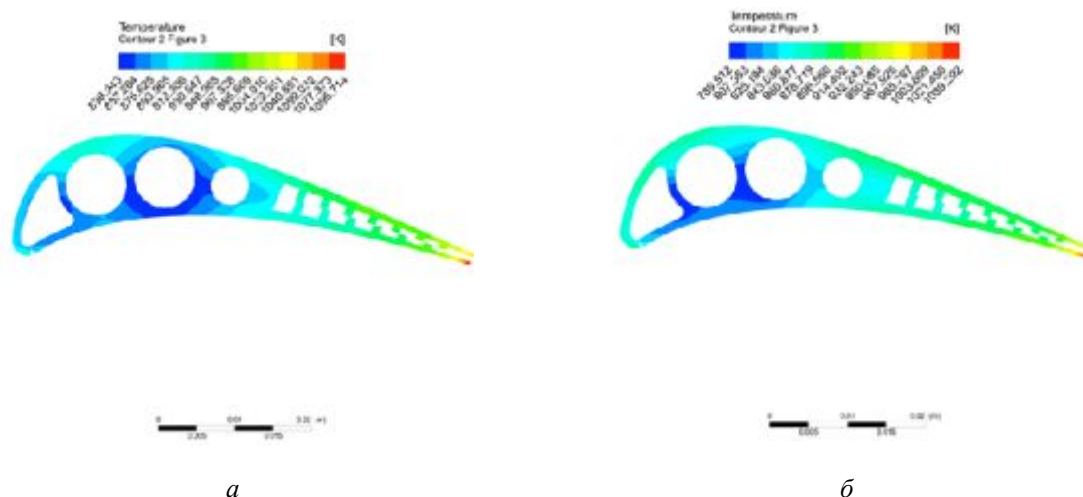


Рис. 11. Распределение температуры в среднем сечении пера лопатки при различных давлениях пара: а)  $P^* = 1,88 \cdot 10^5$  Па; б)  $P^* = 2 \cdot 10^5$  Па

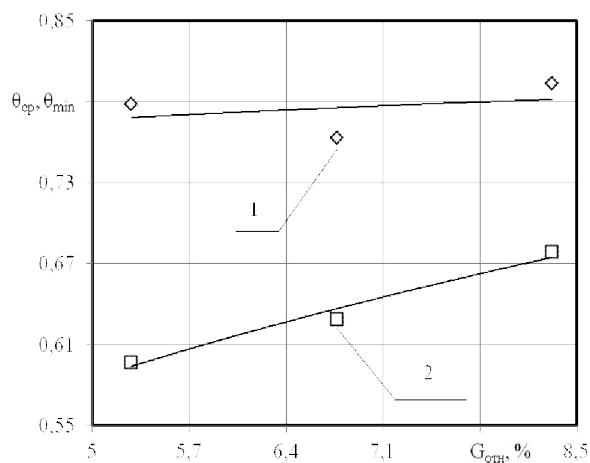


Рис. 12. Зависимость средней и минимальной эффективности охлаждения от относительного расхода пара:  
1 – средняя эффективность; 2 – минимальная эффективность

### Заключение

Приведённые в статье численные и экспериментальные исследования газодинамики и теплообмена закрученных течений показывают высокий уровень значений коэффициента теплоотдачи в вихревых энэргоразделителях. Значения  $\alpha$  при применении перегретого водяного пара в два раза выше, чем при использовании воздуха. Сопловая лопатка с встроенными вихревыми энэргоразделителями обладает высокой средней эффективностью охлаждения: при  $G_{отн} = 6,4 \%$   $\theta_{cp}$  на 0,13 выше, чем у традиционных конвективно-плёночных схем охлаждения.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ № МК-749.2014.8.

### Библиографический список

1. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В. Вихревой эффект и интенсификация процессов тепло – и массообмена в элементах энергетической техники // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета (национального исследовательского университета). 2011. № 3(27), ч. 1. С. 241-247.
2. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В., Хасанов С.М. Развитие методов интенсификации теплообмена в охлаждаемых лопатках газовых турбин закруткой потока // Труды пятой российской национальной конференции по тепломассообмену. Т. 6. М.: МЭИ, 2010. С. 121-125.
3. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В. Применение вихревых энэргоразделителей для тепловой защиты узлов высокотемпературных газовых и паровых турбин // Труды пятой российской национальной конференции по тепломассообмену. Т. 6. М.: МЭИ, 2010. С. 126-129.

### Информация об авторах

**Веретенников Сергей Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры общей и технической физики, Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва. E-mail: [serveret@yandex.ru](mailto:serveret@yandex.ru). Область научных интересов: тепломассообмен, вихревой эффект.

**Баринов Сергей Николаевич**, студент, Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва. E-mail: [barinov.sergej.91@mail.ru](mailto:barinov.sergej.91@mail.ru). Область научных интересов: тепломассообмен, вихревой эффект.

## DEVELOPMENT OF THE CONSTRUCTION OF A GAS TURBINE ENGINE VANE WITH BUILT-IN VORTEX TUBES

© 2014 S.V. Veretennikov, S.N. Barinov

Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, Russian Federation

This paper presents the results of numerical and experimental studies of heat transfer of swirling flows in channels and cyclonic vortex tubes using as a working medium of air and superheated steam. The research results of the calculation depends on the number of elements of the computational domain and on the time step. The experimental data were compared non-adiabatic of the vortex tube in air and water vapor. Numerical study of conjugate heat transfer vane turbine with two integrated eddy energy separators with superheated steam as a coolant. Given flow characteristic of the blade, the dependence of the cooling efficiency of the coolant flow and temperature distribution obtained in the material of the blade.

*Vortex tube, nozzle turbine blade, vortex effect.*

### References

1. Piralishvili Sh.A., Veretennikov S.V. Vortex effect and intensification of heat and mass transfer in cell energy technology // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2011. No. 3(27), part 1. P. 241-247. (In Russ.)
2. Piralishvili Sh.A., Veretennikov S.V., Khasanov S.M. Razvitie metodov intensivatsii teploobmena v ohlazhdaemykh lopatkah gazovykh turbin zakrutkoj potoka // Trudy pyatoy rossiyskoy natsional'noy konferentsii po teplomassoobmenu. V. 6. Moscow: MPEI Publ., 2010. P. 121-125. (In Russ.)
3. Piralishvili Sh.A., Veretennikov S.V. Primenenie vihrevykh jenergoradelitelej dlja teplovoj zashhity uzlov vysokotemperaturnykh gazovykh i parovykh turbin // Trudy pyatoy rossiyskoy natsional'noy konferentsii po teplomassoobmenu. V. 6. Moscow: MPEI Publ., 2010. P. 126-129. (In Russ.)

### About the authors

**Veretennikov Sergey Vladimirovich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University. E-mail: [serveret@yandex.ru](mailto:serveret@yandex.ru). Area of Research: heat - and mass transfer, vortex effect.

**Barinov Sergey Nikolayevich**, student, Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University. E-mail: [barinov.sergej.91@mail.ru](mailto:barinov.sergej.91@mail.ru). Area of Research: heat - and mass transfer, vortex effects.

УДК 621.453

## РАССМОТРЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ ВЕРНЬЕРНОГО ЭЛЕКТРОРАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2014 Б.Е. Байгалиев, А.В. Черноглазова, Е.А. Тумаков, С.В. Темникова

Казанский национальный исследовательский технический университет  
имени А.Н.Туполева – КАИ

Рассматривается возможность создания верньерного электроракетного двигателя. Предлагаемый двигатель будет работать по следующей схеме: рабочее тело (жидкость) подаётся через пористую вставку в камеру сгорания с помощью шестерёнчатого насоса. При течении жидкости через пористую вставку жидкость принимает температуру этой вставки и может её превысить при определённых условиях. Одним из этих условия является пористость вставки меньше 0,05. Процесс будет протекать в два этапа. На первом этапе жидкость превращается в пар, который затем нагревается до температуры пористой вставки и может превысить её. В качестве пористой вставки можно использовать пористые материалы, изготовленные из металла, имеющего температуру плавления от температуры плавления меди до температуры плавления вольфрама. На втором этапе энергия, полученная на первом этапе, высвобождается в сопловом аппарате для создания тяги. Подвод энергии на превращение жидкости в пар и его перегрев осуществляется установкой токов высокой частоты (ТВЧ), коэффициент полезного действия (КПД) которых достигает 95%. Таким образом, в камере сгорания рабочее тело имеет температуру, необходимую для обеспечения требуемых параметров ракетного двигателя.

*Ракетный двигатель, рабочее тело, установка ТВЧ, нагревательный элемент ТВЧ, пориновой насос, пористое тело.*

Особенностью верньерных двигателей является малый расход рабочего тела, в роли которого выступает газ под высоким давлением.

В электрических ракетных двигателях (ЭРД) в качестве источника энергии для создания тяги используется электричество.

Известен [1] реактивный двигатель летательных аппаратов, который включает подачу в камеру сгорания газообразного рабочего тела, нагрев за счёт лазерного излучения и истечение высокотемпературных продуктов сгорания из сопла, которое создаёт реактивную тягу. Существенным недостатком описанного ракетного двигателя является низкое значение КПД передачи энергии от лазерного источника к рабочему телу (не более 20%).

Рабочее тело (жидкость) подаётся через пористую вставку (скелет) в камеру сгорания с помощью шестерёнчатого насоса. При течении жидкости через пористую вставку жидкость принимает температуру этой вставки и может её превысить при определённых условиях. Одним из этих условий является

пористость вставки меньше 0,05. [2]. Процесс будет протекать в два этапа. На первом этапе жидкость превращается в пар, который затем нагревается до температуры пористой вставки и может превысить её. В качестве пористой вставки можно использовать пористые материалы, изготовленные из металла, имеющего температуру плавления от температуры плавления меди до температуры плавления вольфрама. Подвод энергии на превращение жидкости в пар и его перегрев осуществляется установкой ТВЧ. КПД этих установок достигает 95%.

В качестве теплоносителя желательным применением неагрессивной и нетоксичной жидкости. К пористой вставке необходимо подводить тепла столько, чтобы проходящий через неё теплоноситель не позволял этой вставке расплавиться [2]. На выходе из пористой вставки температура теплоносителя может значительно превышать температуру плавления этой вставки, причём сама вставка будет оставаться целой.

Таким образом, в камере сгорания рабочее тело имеет температуру, необхо-

димую для обеспечения требуемых параметров ракетного двигателя.

Энергия подводится к пористой вставке, нагрев теплоносителя осуществляется за счёт передачи тепла от пористой вставки к теплоносителю. Нагрев осуществляется в зависимости от температуры плавления пористой вставки.

Ракетный двигатель (рис.1) содержит блок управления 1, нагревательный элемент ТВЧ 2, пористое тело 3, насос 4, резервуар 5, индуктор 6 (рис.2).

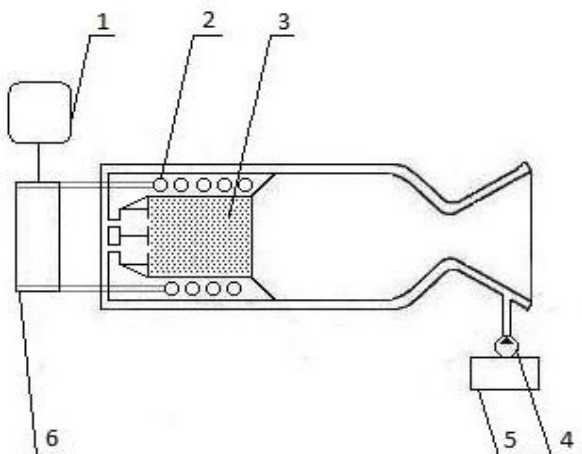


Рис.1. Схема предлагаемого двигателя: 1 - блок управления, 2 - нагревательный элемент ТВЧ, 3 - пористое тело, 4 - насос, 5 - резервуар, 6 - индуктор

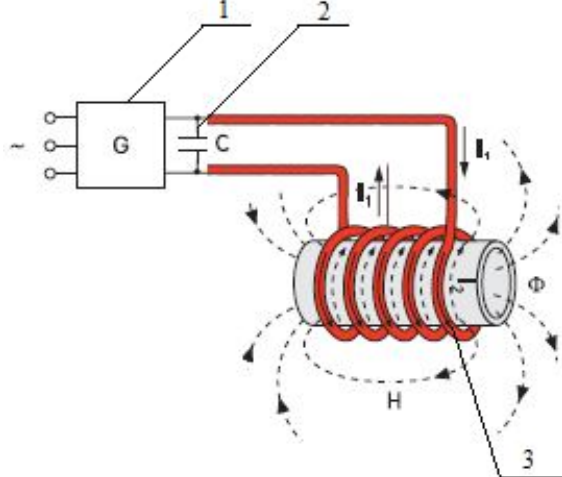


Рис.2. Схема индуктора: 1 - генератор индукционного нагревателя (переменного тока), 2 - конденсатор, 3 - катушка индуктивности

Получено дифференциальное уравнение течения газа через пористую вставку с учётом вязкостной диссипации. Результаты решения данного уравнения показали, что при уменьшении порис-

тости вставки до 0,02 при неизменной пористости и увеличении расхода (от 1 до 5 кг/(м<sup>2</sup>·с)), температура вставки повышается. При пористости вставки выше 0,20 влияние вязкостной диссипации отсутствует.

Получены решения для температурного состояния следующих веществ: Н<sub>2</sub>О, Н<sub>2</sub>, О<sub>2</sub>, Не, N<sub>2</sub>, воздух; продукты сгорания при пористостях: 0,02; 0,05; 0,20 и расходах: 1, 2, 3, 4, 5 кг/(м<sup>2</sup>·с). Исходные данные для решения уравнения: λ=121,4 Вт/(м·К), Π=0,02; 0,05; 0,2; λ<sub>с</sub>= λ(1-Π); t''=600°С, С<sub>рo</sub><sup>водород</sup>=14300 Дж/(кг·К); С<sub>рo</sub><sup>кислород</sup>=980 Дж/(кг·К), G<sub>0</sub>=(1, 2, 3, 4, 5) кг/(м<sup>2</sup>·с), δ=0,01 м; α<sub>0</sub>=10<sup>4</sup> Вт/м<sup>2</sup>К; α<sub>r</sub>=10<sup>4</sup> Вт/м<sup>2</sup>К; α<sub>v</sub>=10<sup>6</sup> Вт/м<sup>3</sup>К. Считаем, что эти величины постоянны и не зависят от температуры.

При Π=0.02 заметно резкое увеличение температуры скелета к его наружной поверхности, отличие от Π=0.05 составляет для кислорода 6 раз, для водорода 30%, для воздуха 41,02%, гелия 32,36%, для продуктов сгорания 40,42%.

При увеличении расхода от 1 до 5 кг/(м<sup>2</sup>·с) при Π=0,05 на выходе из пластины продукты сгорания, азот и кислород повышают температуру на 16,68%; 21,28 % и 23,14% соответственно, а водород, метан и гелий уменьшают температуру на 4,36%; 6,37% и 7, 38% соответственно.

В табл. 1 представлено влияние вязкостной диссипации при продувке теплоносителей через пористую вставку на их относительную избыточную температуру (в процентном соотношении) при расходе теплоносителей G<sub>0</sub> = 1 кг/(м<sup>2</sup>·с).

Таблица 1 - Влияние вязкостной диссипации

	Π=0,02	Π=0,05	Π=0,10	Π=0,15
Водород	31,192%	1,144%	0,727%	0,151%
Гелии	50,293%	2,347%	0,151%	0,144%
Азот	78,129%	7,069%	0,465%	0,031%
Продукты сгорания	71,227%	5,137%	0,334%	0,092%
Воздух	71,143%	6,744%	0,443%	0,066%
Кислород	78,891%	7,356%	0,485%	0,965%



### Выводы

Температура пористой стенки возрастает по сравнению с температурой, определенной без учёта подогрева скелета, за счёт вязкостного трения охладителя. С ростом пористости выше 0,20 влияние вязкостной диссипации отсутствует.

При пористости  $\Pi = 0,05$  с увеличением расхода значение температуры с учётом диссипации существенно возрастает по сравнению со значениями без учёта диссипации.

При пористости  $\Pi = 0,2$  и более обе модели (с учётом и без учёта диссипации) дают одинаковый результат.

Таким образом, при значениях пористости от  $\Pi=0,02$  до  $\Pi=0,2$  увеличение расхода приводит к росту температуры скелета в зависимости от расхода, то есть увеличение расхода может повысить температуру на выходе из пористого тела.

При пористости  $\Pi = 0,05$  с увеличением расхода значение температуры с учётом диссипации существенно возрастает по сравнению со значениями без учёта диссипации.

### Библиографический список

1. Мухачев Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача. М.: Высшая школа, 1991. 472 с.
2. Байгалиев Б.Е. Температурное состояние пористой пластины с учётом вязкостной диссипации // Труды Пятой Российской Национальной Конференции по Теплообмену (РНКТ-5). Т. 7. М.: МЭИ, 2010. С. 45-48.

### Информация об авторах

**Байгалиев Борис Ергазович**, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и энергетического машиностроения, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева – КАИ. E-mail: [baigaliev@rambler.ru](mailto:baigaliev@rambler.ru). Область научных интересов: теплофизика, тепловые двигатели.

**Тумаков Евгений Алексеевич**, аспирант кафедры теплотехники и энергетического машиностроения, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева – КАИ. E-mail: [tumakov\\_ag@atom mash.ru](mailto:tumakov_ag@atom mash.ru). Область научных интересов: теплофизика, тепловые двигатели, теплофизика.

**Черноглазова Алевтина Валентиновна**, кандидат технических наук, доцент кафедры материаловедения, сварки и производственной безопасности, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева – КАИ. E-mail: [alevtinac@mail.ru](mailto:alevtinac@mail.ru). Область научных интересов: теплофизика, тепловые двигатели, теплофизика.

**Темникова Светлана Владимировна**, кандидат технических наук, доцент кафедры общей математики, Луганский национальный университет имени Т. Шевченко. E-mail: [ana.svet55@yandex.ru](mailto:ana.svet55@yandex.ru). Область научных интересов: теплофизика, тепловые двигатели, теплофизика.

## EXAMINATION OF THE THEORETICAL POSSIBILITY OF CREATING A VERNIER ELECTROROCKET ENGINE

© 2014 B.E. Baigaliev, A.V. Chernoglazova, E.A. Tumakov, S.V. Temnikova

Kazan State Technical University named after A.N. Tupolev – KAI

The report examines the possibility of creating a vernier electric rocket engine. All engines feature high-temperature combustion products from the engine nozzle that will be vented to the outside. The proposed motor will operate as follows: the working fluid (liquid) is supply through the porous insert into the combustion

chamber via a gear pump. In fluid flow through porous insert, the liquid takes the temperature of the insert and may exceed it under certain conditions. These conditions are low porosity inserts (less than 0.05). The process will proceed in two stages. The first stage liquid is converted to steam, which is then heated to a temperature of the porous insert, and may exceed it as a porous insert can be used the porous materials made of a metal having a melting point from the melting point to the melting point of copper tungsten. In the second stage, the energy obtained in the first step is liberate in the nozzle apparatus for producing thrust. The energy input to the transformation from liquid to vapor and overheating by setting HDTV. Efficiency of these plants is 95%. Thus, the combustion chamber working fluid is at a temperature necessary to achieve the desired parameters of the rocket engine.

*A rocket engine, the working fluid, the installation of HFC, heating element of HFC, pump piston, the porous body.*

### References

1. Myhachev G.A., Shchukin V.K. *vjazkostnoj dissipacii // Trudy Pyatoy Rossiyskoy Natsional'noy Konferentsii po Teploobmenu (RNKT-5). T. 7. Moscow: MPEI Publ., 2010. P. 45-48. (In Russ.)*  
Termodinamika i teploperedacha [Thermodynamics and Heat Transfer]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1991. 472 p.
2. Baygaliev B.E. *Temperaturnoe sostojanie poristoj plastiny s uchjotom*

### About the authors

**Baygaliev Boris Ergazovich**, Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Thermal Engineering and Energy Engineering, Kazan State Technical University named after A.N. Tupolev – KAI. E-mail: [baigaliev@rambler.ru](mailto:baigaliev@rambler.ru). Area of Research: thermal physics, heat engines.

**Cheroglazova Alevtina Valentinovna**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Department of chair of materials, welding and industrial safety, Kazan State Technical University named after A.N. Tupolev – KAI. E-mail: [alevtinac@mail.ru](mailto:alevtinac@mail.ru). Area of Research: thermal physics, heat engines.

**Tumakov Evgeniy Alekseevich**, postgraduate student of Thermal Engineering and Energy Engineering department, Kazan State Technical University named after A.N. Tupolev – KAI. E-mail: [tumakov\\_ag@atommash.ru](mailto:tumakov_ag@atommash.ru). Area of Research: thermal physics, heat engines, thermal physics.

**Temnikova Svetlana Vladimirovna**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of General Mathematics, Luhansk National University named after Taras Shevchenko. E-mail: [ana.svet55@yandex.ru](mailto:ana.svet55@yandex.ru). Area of Research: thermal physics, heat engines, thermal physics.

УДК 621.453

## РАЗРАБОТКА КАМЕРЫ РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ МАЛОЙ ТЯГИ НА КИСЛОРОДНО-ВОДОРОДНОМ ТОПЛИВЕ

© 2014 В.Л. Салич

Научно-исследовательский институт машиностроения, г. Нижняя Салда

В статье представлены результаты работ по созданию камеры ракетного двигателя малой тяги на перспективном кислородно-водородном топливе. Создан экспериментальный образец, основными элементами которого являются корпус камеры, заимствованный с серийного двигателя, и вновь разработанная смесительная головка, включающая в себя свечу зажигания, топливные форсунки, топливные коллекторы, штуцеры подвода компонентов топлива, штуцеры отбора давления. Воспламенение топливной смеси при запуске камеры осуществляется электроплазменным способом. Проведены огневые испытания изготовленной камеры в земных условиях на экспериментальной установке, позволяющей замерять тягу, давления в камере сгорания и топливных коллекторах, определять расходы компонентов топлива. Результаты испытаний, представленные в виде значений тяги, удельного импульса, коэффициента удельного импульса при различных суммарных расходах топлива и соотношениях компонентов (различных коэффициентах избытка окислителя), позволяют сделать вывод о достижении приемлемых энергетических характеристик. В процессе испытаний подтвержден надёжный запуск камеры в широком диапазоне изменения коэффициента избытка окислителя и подтверждена работоспособность двигателя при длительной огневой работе.

*Ракетный двигатель малой тяги, камера, кислород, водород, огневые испытания.*

Современные тенденции использования в ракетно-космической технике экологически безопасных и высокоэнергетических компонентов топлива неизбежно приведут к востребованности ракетных двигателей малой тяги (РДМТ) на кислородно-водородном топливе. Необходимость обеспечения высоких динамических характеристик РДМТ требует подачи на вход в двигатели кислорода и водорода в газифицированном виде.

Облик современного РДМТ включает в себя камеру, управляющие топливные клапаны, стабилизаторы расхода. Двигатель может включать в себя систему терморегулирования, сигнализатор давления и другие элементы в зависимости от назначения и требований заказчика.

Если учесть возможность применения в кислородно-водородном РДМТ управляющих клапанов БРТ-200 разработки НИИМаш, имеющийся опыт в разработке и производстве стабилизаторов расхода жидких и газообразных рабочих тел, то основной и наиболее сложной задачей является создание камеры, схема смесеобразования в которой обеспечивает наибольшую полноту сгорания топлива при удовлетворительном тепловом состоянии элементов конструкции. Поскольку компоненты топлива несамовос-

пламеняющиеся, то схема смесеобразования во многом зависит и от используемого способа зажигания.

Целью настоящей работы является создание экспериментального образца камеры РДМТ, обеспечивающего надёжный запуск и высокие энергетические характеристики при допустимом тепловом состоянии элементов конструкции.

На рис. 1 представлен разработанный автором экспериментальный образец камеры 100Э986 тягой ~ 100 Н. Основными элементами камеры являются корпус камеры 1 (в качестве корпуса камеры использован корпус, демонтированный с серийно выпускаемого РДМТ 11Д428А (топливо - азотный тетраоксид + несимметричный диметилгидразин) после контрольно-выборочных испытаний) и смесительная головка 2, обеспечивающая подачу компонентов топлива в камеру сгорания, формирование взаимного течения, перемешивание и взаимодействие компонентов топлива в объёме камеры сгорания. В конструкции камеры 100Э986 реализована схема смесеобразования КВ-16 [1,2], полученная по результатам расчётно-теоретических исследований, выполненных в Южно-Уральском государственном университете (НИУ).

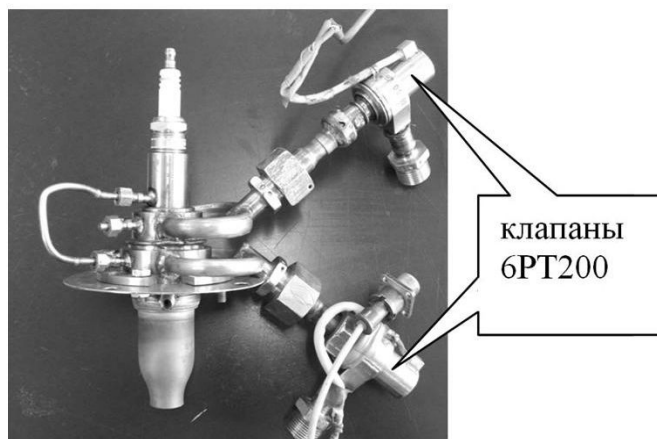
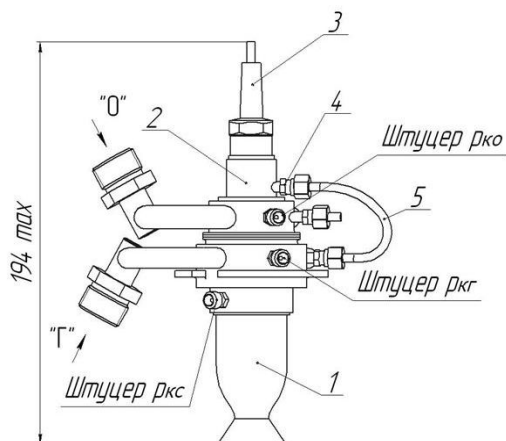


Рис. 1. Камера 100Э986:

1 – корпус камеры; 2 – смесительная головка; 3 – свеча зажигания; 4 – узел настройки

Смесительная головка 2 включает в себя свечу зажигания 3, топливные форсунки, коллекторы подвода компонентов топлива «О» и «Г», штуцеры подвода компонентов топлива, штуцеры отбора давления в камере сгорания  $r_{КС}$  и в топливных коллекторах  $r_{КО}$ ,  $r_{КГ}$ . Двухсторонний подвод компонентов топлива (рис. 1) на экспериментальном образце выполнен для уменьшения неравномерности поля давления компонентов топлива перед форсунками. В лётном варианте камеры с целью значительного улучшения массогабаритных и динамических характеристик, подводы компонентов топлива необходимо выполнить односторонними, а выравнивание поля давления перед форсунками обеспечить, например, за счёт профилирования внутренней полости коллектора.

С помощью дроссельных шайб различного проходного сечения, устанавливаемых в ниппельное соединение 4, обеспечивается изменение перераспределения расходов горючего между ядром и периферией в процессе экспериментальных исследований. В планируемой к созданию на следующем этапе работ конструкции камеры РДМТ оптимальное распределение горючего между ядром и периферией, определённое на данном этапе, будет обеспечиваться коллектором и топливными форсунками, т.е. трубопровод 5 будет отсутствовать.

Для воспламенения топливной смеси использована электроплазменная система зажигания в варианте, защищённом па-

тентом РФ [3]. В конструкции камеры использована доработанная автомобильная свеча 3, на которую для запуска подавался разряд напряжением 15кВ с частотой следования электрических импульсов 50 Гц.

Поскольку экспериментальные исследования камеры проводились в наземных условиях, то сверхзвуковая часть сопла была укорочена до геометрической степени расширения  $\bar{F}_a = 1,47$ .

Экспериментальные исследования выполнялись на универсальном огневом стенде научно-испытательного комплекса НИК-201 НИИМаш, позволяющем проводить экспериментальную отработку энергетических систем на различных экологически безопасных топливных композициях.

Испытания камеры проводились в два этапа [4]:

1 этап – проверка на работоспособность (надёжный запуск, возможность длительной огневой работы);

2 этап – испытание камеры с замером тяги.

Целью разбивки испытаний на этапы являлось наиболее рациональное расходование средств, поскольку работы по созданию тягоизмерительного устройства были начаты только после подтверждения работоспособности камеры.

На рис. 2 представлена камера на испытательном стенде при первом этапе испытаний.

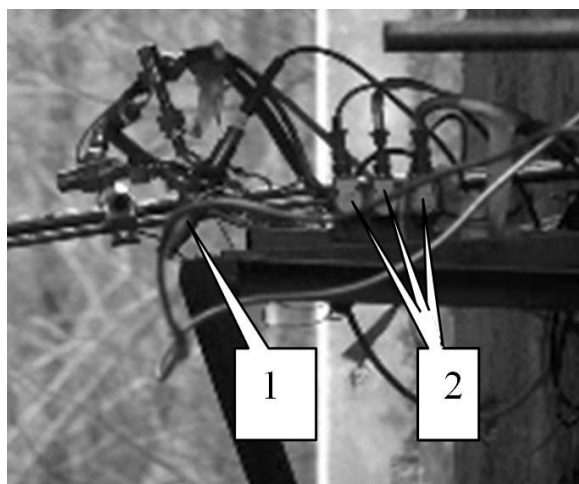


Рис. 2. Первый этап испытаний камеры 100Э986 на испытательном стенде:  
1 – камера; 2 – датчики давления

На первом этапе испытаний всего было проведено три огневых пуска. Из них два пуска длительностью  $\sim 0,7$  с и  $\sim 3$  с при соотношении компонентов топлива  $k_m \approx 4,67$  (коэффициент избытка окислителя  $\alpha \approx 0,58$ ). Третий пуск длился  $\sim 24$  с. Соотношение компонентов топлива во время третьего пуска изменялось от  $k_m \approx 4,67$  до  $k_m \approx 7,7$  (коэффициент избытка окислителя  $\alpha \approx 0,96$ ). Причиной явилось падение давления за редуктором горючего в результате падения давления в баллоне водорода и, как следствие, уменьшение расхода водорода. Это привело к тому, что соотношение расходов «О» и «Г», подаваемых в камеру сгорания, стало близким к стехиометрическому, в результате чего, из-за нехватки горючего, идущего на завесу внутреннего охлаждения, произошёл прогар корпуса камеры в районе минимального сечения сопла.

По результатам первого этапа испытаний камеры 100Э986 было принято решение о замене сгоревшего корпуса камеры и переходе ко второму этапу испытаний с замером тяги. С целью исключения «стендовых» причин выхода камеры сгорания из строя в дальнейшем осуществлялся контроль давлений  $p_{КО}$  и  $p_{КГ}$  в топливных коллекторах в процессе огневой работы.

Для непосредственного измерения тяги на испытаниях второго этапа использовалось доработанное тягоизмерительное устройство непрерывного действия НТУ-200, разработанное в рамках отраслевой ОКР «База-М» для измерения тяги двигателей 11Д428А и используемое затем для измерения тяги двигателя 17Д16М.

Конструкция НТУ-200 с закреплённым на ней двигателем и датчиками давления крепится к заранее установленной на стенде крепёжной плите, подключаются подводящие к НТУ трубопроводы подачи компонентов, кабели измерения и управления.

Были проведены испытания при различных соотношениях и различных входных давлениях компонентов топлива.

На рис. 3 в качестве примера в виде графика представлены изменения во времени тяги и давлений для одного из огневых пусков. В табл. 1 представлены результаты испытаний камеры на различных режимах работы.

Совершенство рабочего процесса в камере РДМТ оценивалось по значению коэффициента удельного импульса [5]:

$$\varphi = \frac{I_{y.n}}{I_{y.n}^m}. \quad (1)$$

Здесь  $I_{y.n}$  - пустотный удельный импульс камеры, определяемый по результатам испытаний;  $I_{y.n}^m$  - теоретическое значение пустотного удельного импульса

$$I_{y.n}^m = \frac{P_n}{\dot{m}_\Sigma}, \quad (2)$$

где  $P_n$  - пустотная тяга камеры,  $\dot{m}_\Sigma$  - суммарный массовый расход компонентов топлива.

Поскольку испытания проводились в наземных условиях, то пустотная тяга определялась как

$$P_n = P + p_a F_a, \quad (3)$$

где  $P$  – тяга, измеренная при испытаниях в наземных условиях,  $p_a$  – атмосферное давление,  $F_a$  – фактическая площадь среза сопла.

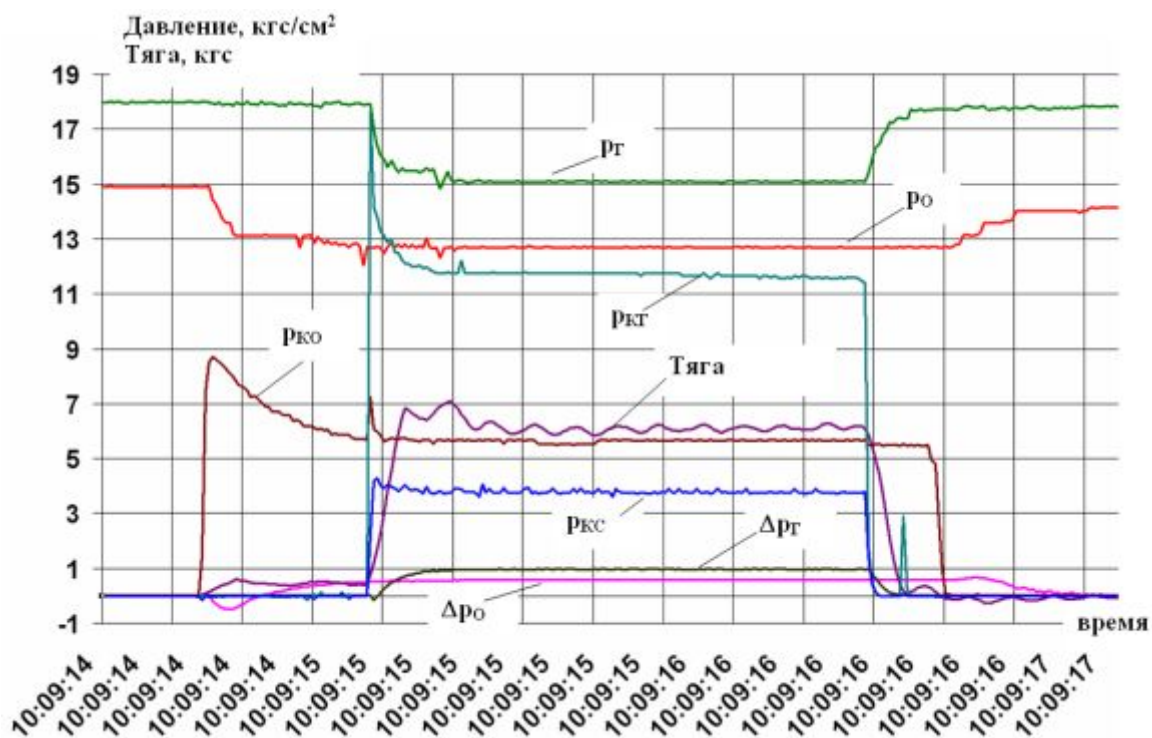


Рис. 3. Регистрация параметров при огневом пуске:

$p_2$  – давление горючего перед расходомерным участком;  $p_o$  – давление окислителя перед расходомерным участком;  $p_{к2}$  – давление в коллекторе горючего;  $p_{кo}$  – давление в коллекторе окислителя;  $p_{кc}$  – давление в камере сгорания;  $\Delta p_o$  – перепад давления на расходомерном участке окислителя;  $\Delta p_o$  – перепад давления на расходомерном участке горючего

Таблица 1 - Результаты испытаний камеры на различных режимах работы

$k_m (\alpha)$	$\dot{m}_\Sigma$ , кг/с	$P$ , Н	$P_n$ , Н	$I_{y.n}$ м/с	$I_{y.n}^m$ , м/с	$\varphi$	$\varphi/\varphi_{рас}$
3,55 (0,444)	0,02678	62,53	79,2	2958	3475	0,851	0,898
5,59 (0,699)	0,024938	54,18	70,86	2841	3230	0,88	0,928
6,66 (0,833)	0,024632	50,06	66,7	2709	3090	0,877	0,925
7,11 (0,889)	0,024193	49,29	66	2727	3040	0,897	0,946
7,53 (0,941)	0,023884	48,5	65,17	2729	2999	0,91	0,96

Судя по значениям  $\varphi$  (табл. 1) в камере KB-16 реализуется не очень высокое качество организации рабочего процесса. Однако, если принять во внимание, что полуугол раскрытия сопла составляет  $26^\circ$  и потери удельного импульса на рассеяние, определённые согласно [5], составляют  $\varphi_{рас} = 0,948$ , то, судя по отношению  $\varphi/\varphi_{рас}$ , можно сделать заключение о вы-

соком качестве организации внутрикамерных процессов.

Подводя итог выполненных работ, можно сделать заключение о том, что полученные результаты обеспечивают значительный опережающий научно-технический задел по созданию кислородно-водородных РДМТ.

### Библиографический список

1. Салич В.Л. Численное моделирование смесеобразования и горения в камере ре кислородно-водородного ракетного двигателя тягой 100 Н в процессе проек-

тирования // Сб. трудов международной научной конференции «Параллельные вычислительные технологии (ПаВТ' 2014)». Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2014. С. 309-318.

2. Салич В.Л. Численное моделирование смесеобразования и горения в камере кислородно-водородного ракетного двигателя тягой 100 Н в процессе проектирования // Сб. трудов международной научной конференции «Параллельные вычислительные технологии (ПаВТ' 2014)». Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2014. С. 309-318.

3. Салич В.Л. Камера ракетного двигателя малой тяги. Патент РФ № 125632; опубл. 10.03.2013; бюл. № 7.

4. Салич В.Л. Экспериментальные исследования по созданию кислородно-водородного ракетного двигателя тягой 100 Н // Материалы XXXIV Всероссийской конференции, посвященной 90-летию со дня рождения академика В.П. Макеева «Наука и технологии». Том 2. М.: РАН, 2014. С. 45-52.

5. Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.П. Теория ракетных двигателей: учебник для вузов / под ред. В.П. Глушко. М.: Машиностроение, 1989. 464 с.

### Информация об авторе

**Салич Василий Леонидович**, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник отдела перспективных разработок, Научно-исследовательский институт машиностроения, г. Нижняя

Салда. E-mail: [salich\\_vas@mail.ru](mailto:salich_vas@mail.ru), [niimash@list.ru](mailto:niimash@list.ru). Область научных интересов: исследование теплофизических процессов в ракетных двигателях и энергетических установках.

## DEVELOPMENT OF THRUSTER CHAMBER OPERATING ON OXYGEN-HYDROGEN FUEL

© 2014 V.L. Salich

Research & development institute of mechanical engineering,  
Nizhnyaya Salda, Russian Federation

The article presents the results of the development chamber thruster in the perspective oxygen-hydrogen fuel. Was established experimental model, whose main element is the chamber body, taken from the production engine and newly developed mixing head comprising a spark plug, fuel injectors, fuel manifolds, fittings for supplying fuel components, fittings for the pressure measurement. Ignition of the fuel mixture when starting chamber is electric plasma method. Fire tests were conducted camera manufacturer in terrestrial conditions on the experimental setup, which allows to measure the thrust, pressure in the combustion chamber and fuel reservoirs, determine the cost of fuel components. The test results are presented in the form of values of thrust, specific impulse, the coefficient of specific impulse at different total fuel mass flow and the fuel components ratio (different ratios of excess oxidant), suggest the achievement of acceptable energy characteristics. During the tests also confirmed the launch of a reliable chamber in a wide range of variation of the coefficient of excess oxidant confirmed efficiency of the engine during long hot work.

*Thruster, chamber, oxygen, hydrogen, fire tests.*

### References

1. Salich V.L. Chislennoe modelirovanie smeseobrazovaniya i gorenija v kamere kislородно-водородного ракетного dvigatelja tjagoj 100 N v processe proektirovanija // Сб. трудов mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii «Parallel'nye vychislitel'nye tekhnologii (PaVT' 2014)». Chelyabinsk: Izdatel'skiy

tsestr YuUrGU Publ., 2014. P. 309-318. (In Russ.)

2. Salich V.L. Chislennoe modelirovanie smeseobrazovanija i gorenija v kamere kislородno-vodorodnogo raketnogo dvigatelja tjagoj 100 N v processe proektirovanija // Sb. trudov mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii «Parallel'nye vychislitel'nye tekhnologii (PaVT' 2014)». Chelyabinsk: Izdatel'skiy tsestr YuUrGU Publ., 2014. P. 309-318. (In Russ.)

3. Salich V.L. Kamera raketnogo dvigatelja maloj tjagi [The chamber of low thrust rocket engine]. Patent RF, no. 125632, 2013. (Published 10.03.2013, bulletin no. 7).

4. Salich V.L. Jeksperimental'nye issledovanija po sozdaniju kislородno-vodorodnogo raketnogo dvigatelja tjagoj 100N // Materialy XXXIV Vserossiyskoj konferentsii, posvyashchennoy 90-letiju so dnya rozhdeniya akademika V.P. Makeeva «Nauka i tekhnologii». V. 2. Moscow: RAN Publ., 2014. P. 45-52. (In Russ.)

5. Aemasov V.E., Dregalin A.F., Tishin A.P. Teorija raketnyh dvigatelej: uchebnik dlja vtuzovov [The theory of rocket engines: textbook for technical colleges / ed. by V.P. Glushko]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1989. 464 p.

#### **About the author**

**Salich Vasily Leonidovich**, Candidate of Science (Engineering), leading research engineer of research development department, Research and Development Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda.

E-mail: salich\_vas@mail.ru, mail@niimashspace.ru. Area of Research: thermophysic processes in rocket engines and powerplants.



УДК 621.438

## ПОВЫШЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ЛОПАТОК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТЕРМОПЛАСТИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ

© 2014 А.В. Карпов

Самарский государственный технический университет

В статье рассмотрен перспективный метод упрочняющей обработки, способствующий повышению сопротивления усталости поверхностного слоя лопаток газотурбинных двигателей (ГТД), такой как термопластическое упрочнение (ТПУ). Показаны схемы установок для реализации процесса упрочняющей обработки. Подобраны наиболее рациональные режимы проведения упрочняющей обработки лопаток ГТД на рассмотренных установках для ТПУ. Изложен принцип работы установок для ТПУ и показаны их основные конструктивные особенности. Рассмотрены некоторые виды оборудования для проведения исследования остаточных напряжений и сопротивления усталости. Получены результаты экспериментальных исследований остаточных напряжений и сопротивления усталости на рассмотренных установках для ТПУ. По результатам работы сделаны основные выводы: наибольшее влияние на формирование остаточных напряжений при термопластическом упрочнении оказывает интенсивность охлаждения, с увеличением которой величина остаточных напряжений возрастает; оптимальная температура нагрева при ТПУ составляет  $700^{+50}$  °С, а давление охлаждающей жидкости на установке с регулируемой системой охлаждения (1 – 1,5) МПа, на установке с нерегулируемой системой охлаждения 0,54 – 0,6 МПа; упрочнение на установке с регулируемой системой охлаждения, по сравнению с упрочнением на установке с нерегулируемой системой охлаждения, увеличивает предел выносливости на 3,5-5%, что продлевает долговечность работы на 700-1000 часов.

*Термопластическое упрочнение; остаточные напряжения; сопротивление усталости; сплав ЭИ893.*

Проблема изнашивания лопаток газотурбинных двигателей в процессе их эксплуатации является общепризнанной. Так, например, перо лопатки подвержено эрозии, замковые соединения лопаток ГТД, изготовленные из жаропрочных сплавов и сталей, наиболее подвержены повреждению фреттингом - именно фреттингом определяется несущая способность замковых соединений при действии знакопеременных и циклических изменяющихся нагрузок [1].

Для уменьшения негативного воздействия от изнашивания необходимо увеличить сопротивление усталости и износостойкость поверхностного слоя лопаток ГТД. Для повышения сопротивления усталости лопаток всё более широкое применение получили различные виды комплексных технологий — нанесение плазменных покрытий в сочетании с различными отделочно-упрочняющими методами, а также методы упрочняющей обработки. Одним из таких методов упроч-

няющей обработки является термопластическое упрочнение.

Основа метода ТПУ заключается в нагреве детали до температуры начала термопластических деформаций с последующим резким душевым (спрейерным) охлаждением.

Объектом исследования являются рабочие лопатки второй ступени турбины газоперекачивающего агрегата ГТК-10, которые обладают следующими геометрическими параметрами: рабочая длина 243,4 мм, ширина лопатки в корневом сечении – 70 мм. Масса порядка 1,5 кг. Для повышения сопротивления усталости лопаток турбины газоперекачивающего агрегата ГТК-10 на предприятии ДОО «ЦЕНТРЭНЕРГОГАЗ» филиал «Самарский» ОАО «ГАЗПРОМ» применяется ТПУ, которое производится на установке [2], показанной на рис. 1.

Для реализации процесса ТПУ на установке необходимо, чтобы давление воды в камерах охлаждения было  $P_{\text{ном}}$

$=0,48..0,54$  МПа, а давление воздуха в баллоне  $P_{\text{бал}} = 0,54... 0,60$  МПа. Отклонения указанных величин должны находиться в диапазоне  $\pm 0,025$  МПа. Температура нагрева может устанавливаться в зависимо-

сти от материала детали в пределах  $600...800^{\circ}\text{C}$  при отклонении  $+20^{\circ}\text{C}$ . Для контроля давления применяются манометры, а для контроля температуры – термопары.

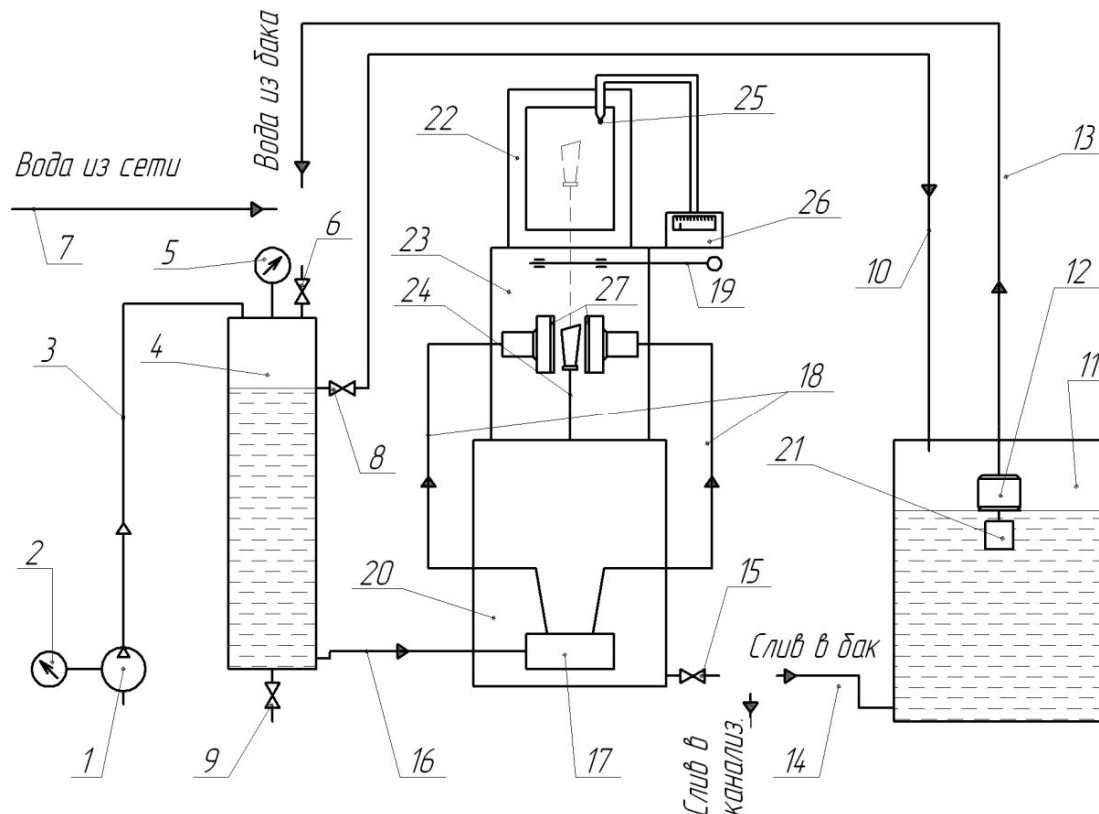


Рис. 1. Принципиальная схема установки для ТПУ

Термопластическое упрочнение лопатки начинается с заполнения баллона водой и последующей установкой лопатки в печь для нагрева.

Заполнение ёмкости водой происходит переводом крана  $6$  в положение «открыт». После этого вода самотёком из центральной системы начинает поступать в баллон. Во избежание засорения спрейерных решёток  $27$ , предназначенных для более интенсивного охлаждения детали, вода для охлаждения очищается от механических примесей путём установки сетчатого фильтра.

Одновременно с этим необходимо открыть кран  $8$  в боковой части баллона, чтобы вода беспрепятственно заполняла его и не создавалась воздушная пробка.

Гидрораспределитель  $17$  должен быть открыт, чтобы вода при заполнении баллона  $4$  на заданный уровень имела

возможность по шлангам  $16, 18$ , соединённым между собой гидрораспределителем кранового типа  $17$ , вытекать через отверстия в решетках  $27$  камеры охлаждения  $23$ . Прохождение воды через отверстия в решётках  $27$  камеры охлаждения  $23$  свидетельствует о требуемом заполнении воды системы охлаждения установки, поэтому подачу воды следует прекратить переводом гидрораспределителя кранового типа  $17$  в положение «закрыт». Проходное сечение гидрораспределителя  $17$  должно быть не меньше сечения трубопровода, на котором он установлен. Площадь проходного сечения каждого трубопровода, подводящего воду к камере охлаждения, должна в  $4$  и более раз превышать суммарную площадь всех выходных отверстий ( $d_{\text{отв}}=0,8$  мм) на соответствующей спрейерной решётке  $27$  камеры охлаждения.

При отсутствии центральной магистрали 7 снабжение водой ресивера 4 возможно с применением насоса 12 с подачей воды из ёмкости 11. Для контроля давления в баллоне 4 и компрессоре 1 установлены манометры 5 и 2 (Ф160-10-1). После достижения необходимого давления компрессор 1 отключается. При этом распределитель кранового типа 17, установленный на выходном из баллона шланге 16, переведён в положение «закрыт».

Для перемещения лопатки в зону нагрева необходимо установить её в специальный держатель, расположенный в верхней части подвижного штока 24 и поднять шток в соответствующее для нагрева лопатки положение. Перед установкой лопатки в печь специальная задвижка 19, установленная в нижней части муфельной печи, отодвигается до фиксации. Задвижка устраняет охлаждение нижней части печи, которое возможно в случае её отсутствия и предохраняет печь от попадания в неё воды в момент охлаждения нагретой лопатки.

Перед окончанием времени нагрева краны 6 и 8 закрываются, и включается компрессор 1 для создания в верхней части баллона 4 с водой соответствующего давления. Манометр 5 установлен в верхней части баллона 4. Давление воздуха в баллоне 0,54...0,60 МПа. По достижении указанного давления компрессор выключается. Объём сжатого воздуха над уровнем воды в баллоне должен обеспечить длительность охлаждения при заданном давлении на входе в решётки камеры охлаждения в течении 2..3 сек. По окончании времени нагрева открывается кран 17, стоящий на выходе из ёмкости с водой. Вода под давлением поступает в камеру охлаждения и через отверстия в спрейерных решётках 27 попадает в зону охлаждения. Одновременно с этим фиксатор 19 выводится из отверстия в штоке, который вместе с нагретой деталью под собственным весом быстро опускается в охлаждающую камеру 23, где лопатка попадает под струи воды, выходящие под давлением из отверстий решёток. Через 1..3 сек.

процесс охлаждения заканчивается, и лопатка через специальное окно с дверцей на лицевой стороне установки вынимается из держателя на штоке. Затем устанавливается другая лопатка, и процесс термопластического упрочнения повторяется.

К недостаткам данной установки следует отнести невысокую производительность (цикл упрочнения одной лопатки составляет 0,5 - 0,6 часа), а также нерегулируемую систему охлаждения, которая не обеспечивает равномерного упрочнения всей поверхности лопаток, в большей степени замковой части, находящейся в зацеплении со специальным держателем, расположенным в верхней части подвижного штока 24 (рис. 1).

Поэтому авторами [3] была предложена новая конструкция установки с регулируемой системой охлаждения, показанная на рис. 2, которая подходит для упрочнения таких деталей, как лопатки второй ступени турбины газоперекачивающего агрегата ГТК-10.

Основной особенностью установки ТПУ с регулируемой системой охлаждения является камера охлаждения, которая включает четыре спрейерных решётки охлаждения.

В зависимости от формы и размеров упрочняемой детали спрейерные решётки охлаждения 24 можно регулировать, верхние с помощью салазок для горизонтального перемещения 25, нижние – направляющих для фиксации угла наклона 23. Для эффективного удаления паровой рубашки охлаждающей жидкостью с упрочняемой поверхности детали необходимо достичь эффекта задержки детали (0,5 – 1,5 секунды) между спрейерными решётками охлаждения 24. Для достижения этого нижние спрейерные решётки охлаждения с помощью направляющих для фиксации угла наклона 23 способны изменять угол наклона относительно траектории падения лопатки от 0° до 75°, что определяется в зависимости от размеров и конфигурации детали эмпирическим путём.

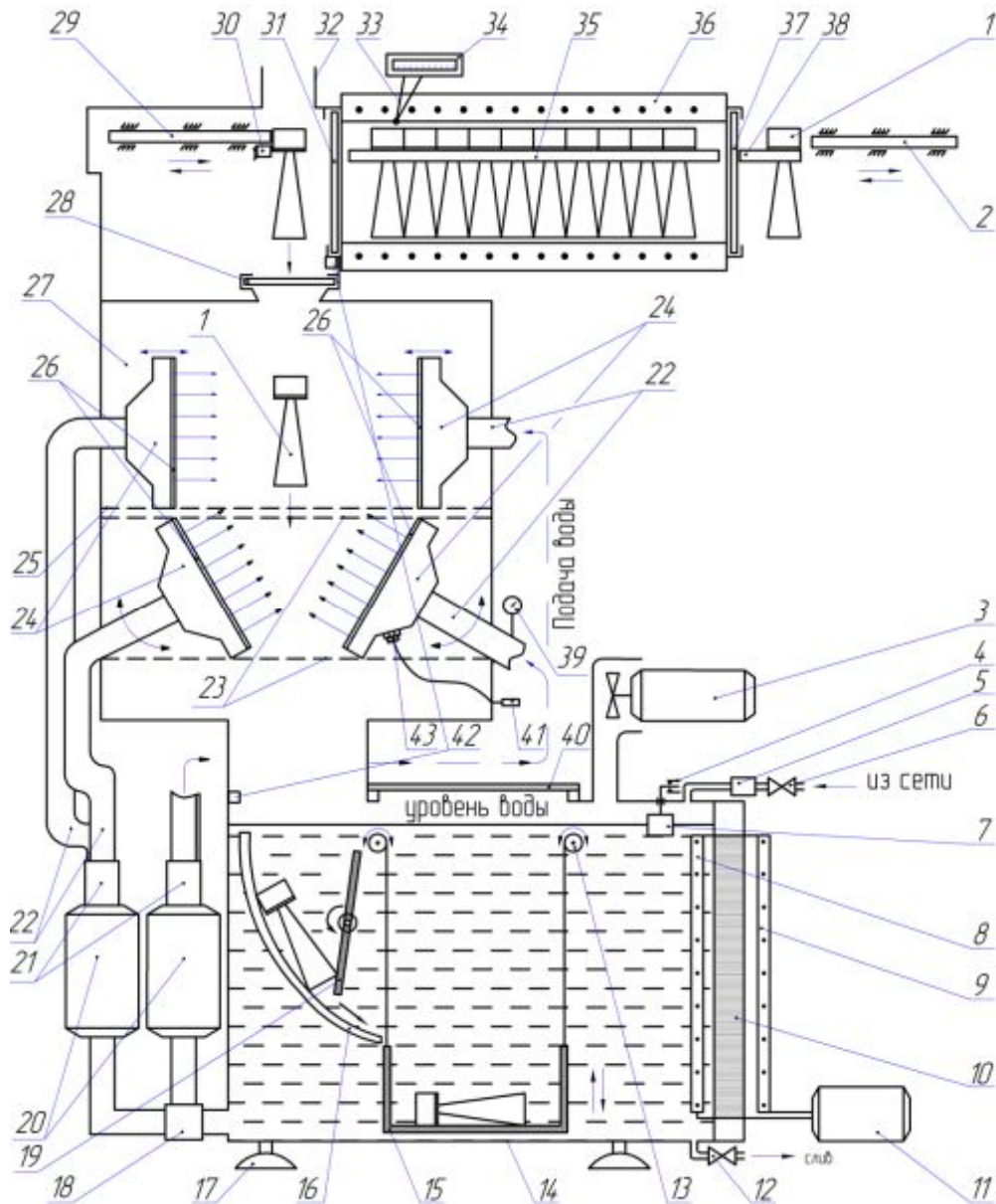


Рис. 2. Схема установки ТПУ с регулируемой системой охлаждения:

1 - деталь, 2 - толкатель, 3 - вентилятор, 4 - конечный выключатель, 5 - фильтр, 6, 12 - кран, 7 - поплавок, 8 - испаритель, 9 - конденсатор, 10 - теплоизоляция, 11 - компрессор, 13 - блок, 14 - ёмкость, 15 - контейнер, 16 - эластичный склиз, 17 - виброопора, 18 - фильтр, 19 - эластичный толкатель, 20 - насосы высокого давления (НВД), 21 - переходник для шлангов, 22 - шланги для подачи воды, 23 - направляющие для фиксации угла наклона нижних спрейерных решёток охлаждения, 24 - спрейерные решётки охлаждения, 25 - салазки для горизонтального перемещения верхних спрейерных решёток охлаждения, 26 - насадки, регулирующие размеры отверстий спрейерных решёток охлаждения, 27 - камера охлаждения, 28 - задвижка камеры охлаждения, 29 - захват, 30 - неподвижный упор, 31, 37 - задвижка печи, 32 - отводная труба, 33 - термопара, 34 - температурное реле, 35, 38 - направляющая, 36 - электропечь, 39 - манометр, 40 - крышка люка, 41 - прибор, регистрирующий температуру охлаждающей жидкости, 42 - изолированный провод, соединяющий датчик температуры охлаждающей жидкости и прибор, регистрирующий температуру охлаждающей жидкости, 43 - датчик температуры охлаждающей жидкости

В конструкцию спрейерных решёток охлаждения входят насадки, регулирующие размеры отверстий решёток охлаждения – 26, с помощью которых регулируется

объём подаваемой охлаждающей жидкости. Отверстия спрейерных решёток охлаждения могут иметь различную форму, наиболее технологична форма равно-

стороннего треугольника. Размеры проходных сечений отверстий спрейерных решёток охлаждения, регулируемые насадкой 3, изображённой на рис. 3, изменяются в зависимости от формы, габаритных размеров, массы упрочняемых деталей. Температура охлаждающей жидкости фиксируется с помощью прибора 41, регистрирующего температуру охлаждающей жидкости, посредством датчика 43.

Режим упрочнения лопаток определялся исходя из опыта предыдущих работ [1, 4, 5] и с учётом конструктивных требований спроектированной установки для ТПУ, а также формы и размеров упрочняемых деталей. Таким образом, был обоснован выбор температуры нагрева упрочняемых лопаток второй ступени турбины газоперекачивающего агрегата ГТК-10, изготовленных из сплава ЭИ893. При ТПУ оптимальная температура нагрева составляет  $700^{+50}$  °С, а давление охлаждающей жидкости, в вихревой поток которой падает лопатка, необходимо увеличить до 1 – 1,5 МПа [3].

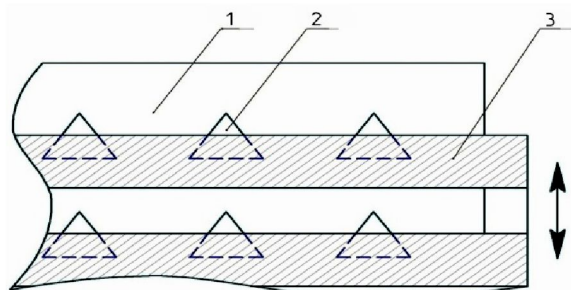


Рис. 3. Регулировка размеров отверстий спрейерных решёток охлаждения:  
1-спрейерная решетка охлаждения, 2-отверстия спрейерной решётки охлаждения, 3-насадка, регулирующая размеры отверстий

Из средней части пера упрочнённых лопаток электроискровым способом на электроэрозионном станке модели 4В721 (рис.4) вырезали образцы в зоне выходной кромки лопатки, являющейся самым слабым местом, и определяли величину и знак остаточных напряжений в осевом направлении образца  $\sigma_z^{res}$ . После этого проводилось исследование остаточных напряжений на образцах из сплава ЭИ893 толщиной ~ 4 мм.



Рис. 4. Электроискровой способ вырезки образцов для испытаний на сопротивление усталости

Остаточные напряжения определялись на установке ПИОН-2 методом академика Давиденкова Н.Н. Результаты исследования приведены на рис. 5.

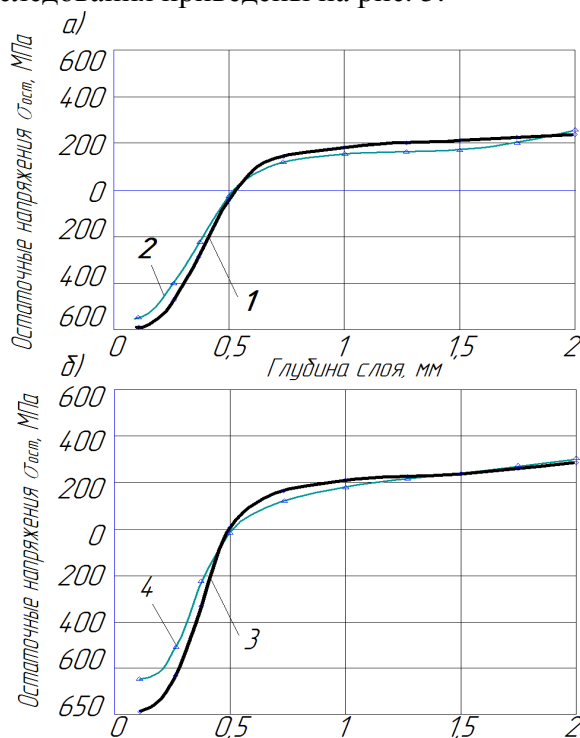


Рис. 5. Исследование динамики напряженного состояния в образцах из сплава ЭИ893 толщиной  $h=4$  мм при ТПУ:  
а) – давление в системе охлаждения 0,6 МПа;  
б) – давление в системе охлаждения 1,5 МПа;  
1, 3 - ТПУ на установке с регулируемой системой охлаждения [3];  
2, 4 - ТПУ на установке с нерегулируемой системой охлаждения [2]

Усталостные испытания упрочнённых лопаток проводились в соответствии с "Едиными техническими условиями на усталостные испытания лопаток газотурбинных установок" НД 631.301.0216-03-98 на электромагнитном вибростенде ЭМВС-1 с наработкой 1,5; 5 и 10 тыс. часов. База  $N=10^7$  циклов, температура 20°C [6].

Результаты сопротивления усталости лопаток, упрочнённых на установках с регулируемой и с нерегулируемой системой охлаждения [6] и без упрочнения, приведены на рис. 6.

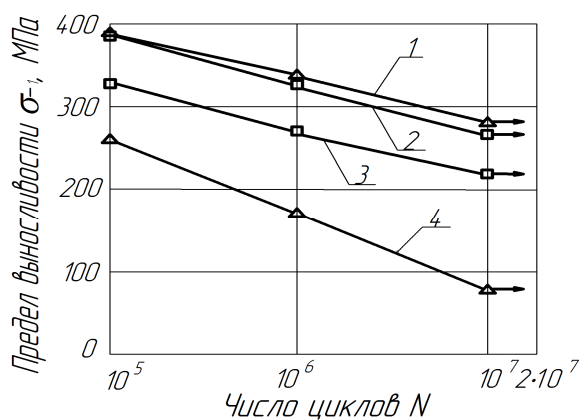


Рис. 6. Результаты исследования сопротивления усталости:

- 1 - ТПУ на установке с регулируемой системой охлаждения; 2 - ТПУ на установке с нерегулируемой системой охлаждения; 3 - ультразвуковое упрочнение; 4 - упрочнение по базовой технологии

Упрочнение на установке с регулируемой системой охлаждения, по сравнению с упрочнением на установке с нерегулируемой системой охлаждения, увеличивает предел выносливости турбинных лопаток второй ступени агрегата ГТК-10 на 3,5-5%, что увеличивает долговечность их работы на 700-1000 часов.

Основные выводы:

1. Экспериментально установлены оптимальные режимы упрочнения на установке с регулируемой системой охлаждения. Оптимальная температура нагрева составляет  $700^{+50}$  °С, а давление охлаждающей жидкости (1 – 1,5) МПа.

2. Представлены результаты исследования остаточных напряжений, которые показывают, что наибольшее влияние на формирование остаточных напряжений при термопластическом упрочнении оказывает интенсивность охлаждения, с увеличением которой величина остаточных напряжений возрастает.

3. Приведены результаты усталостных испытаний образцов из сплава ЭИ893. Упрочнение на установке с регулируемой системой охлаждения, по сравнению с упрочнением на установке с нерегулируемой системой охлаждения, увеличивает предел выносливости на 3,5-5%, что продлевает долговечность работы на 700-1000 часов.

### Библиографический список

1. Гецов Л.Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин. Л.: Машиностроение, 1973. 296 с.
2. Кравченко Б.А., Россеев Н.И., Круцило В.Г., Медведев С.Д., Монахов А.В. Установка для термопластического упрочнения лопаток. Пат. РФ № 2170272; опубл. 10.07.2001; бюл. № 19.
3. Карпов А.В., Папчихин С.А. Установка для термопластического упрочнения деталей. Пат. РФ № 101447; опубл. 20.01.2011; бюл. № 2.
4. Кравченко Б.А. Способ повышения циклической прочности деталей газотур-

бинных двигателей из жаропрочных сплавов на основе никеля. Пат. РФ № 2143011; опубл. 20.12.1999.

5. Кравченко Б.А., Круцило В.Г., Гутман Г.Н. Термопластическое упрочнение – резерв повышения прочности и надёжности деталей машин. Самара: СамГТУ, 2000. 216 с.

6. Карпов А.В. Совершенствование технологии термопластического упрочнения лопаток газотурбинных комплексов на основе регулируемой системы охлаждения. Дис. канд. техн. наук. Самара, 2012. 204 с.

### Информация об авторах

**Карпов Александр Вячеславович**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Транспортные процессы и технологические комплексы», Самарский государственный технический

университет. E-mail: [Rusalexa@mail.ru](mailto:Rusalexa@mail.ru). Область научных интересов – технология машиностроения (упрочнение деталей машин).

## INCREASING WEAR RESISTANCE OF GAS TURBINE ENGINE BLADES ON THE BASIS OF IMPROVING THE PROCESS OF THERMOPLASTIC HARDENING

© 2014 A.V. Karpov

Samara State Technical University, Samara, Russian Federation

The article describes a promising method for hardening treatment that improves the fatigue resistance of the surface layer of the blades of gas turbine engines (GTE), such as the thermoplastic hardening (TPH). It is shown the diagrams of a process for setting a hardening treatment. It is chosen the most rational modes of gas turbine engine blades hardening treatment plants for consideration for TPH. It is presented the principle of operation of installations for TPH and shown their basic design features. It is considered some types of equipment for the study of residual stresses and fatigue resistance. It is obtained the results of experimental studies of residual stresses and fatigue resistance for the consideration of plants for TPH. The results of the main conclusions are made: the greatest impact on the formation of residual stresses at thermoplastic hardening has the intensity of cooling, with an increase in which the value of residual stress increases; the optimum heating temperature is TPH 700 + 50 ° C and the pressure at the facility coolant cooling system with a controlled (1 - 1.5) MPa, the facility with the cooling system unregulated 0.54 - 0.6 MPa; hardening apparatus with controlled cooling system, as compared with hardening apparatus with irregular cooling system that increases the endurance limit at 3.5-5%, which prolongs the service life of the at 700-1000 hours.

*Thermoplastic hardening, residual stress, fatigue tests, the alloy EI893.*

### References

1. Getsov L.B. Materialy i prochnost' detalei gazovykh turbin [Materials and strength for gas turbine parts]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1973. 296 p.
2. Kravchenko B.A., Rosseev N.I., Cruz V.G., Medvedev S.D., Monakhov A.V. Ustanovka dlya termoplasticheskogo uprochneniya lopatok [Installation for blades thermoplastic hardening]. Pat. RF no. 2170272, 2001. (Publ. 10.07.2001, bull. no. 19).
3. Karpov A.V., Papchihin S.A. Ustanovka dlya termoplasticheskogo uprochneniya detalei [Installation for parts thermoplastic hardening]. Pat. RF, no. 101447, 2011. (Publ. 20.01.2011, bull. no. 2).
4. Kravchenko B.A. Sposob povysheniya tsiklicheskoj prochnosti detalei gazoturbinnykh dvigatelei iz zharoprochnykh splavov na osnove nikelya [Method of increasing the cyclic strength of parts of gas turbine engines of superalloys based on nickel]. Pat. RF no. 2143011, 1999. (Publ. 20.12.1999).
5. Kravchenko B.A., Krucilo V.G., Gutman G.N. Termoplasticheskoe uprochnenie – rezerv povysheniya prochnosti i nadezhnosti detalei mashin [Thermoplastic hardening - reserve for increasing the strength and reliability of machine parts]. Samara: Samara State Technical University Publ., 2000. 216 p.
6. Karpov A.V. Sovershenstvovanie tekhnologii termoplasticheskogo

uprochneniya lopatok gazoturbinykh turbine blades based complexes controlled  
kompleksov na osnove reguliruemoy sistemy cooling system. Cand. eng. sciences diss.].  
okhlazhdeniya. Dis. kand. tekhn. nauk [Im- Samara, 2012. 204 p.  
proving technology thermoplastic hardening

**About the author**

**Karpov Alexander Vyacheslavovich**,  
Candidate of Science (Engineering), Associ-  
ate Professor in transport processes and tech-  
nological complexes, Samara State Technical

University. E-mail: Rusalexa@mail.ru. Area  
of Research: Engineering Technology (hard-  
ening of machine parts).



## МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНУТРИКАМЕРНЫХ ПРОЦЕССОВ В КИСЛОРОДНО-ВОДОРОДНОМ РАКЕТНОМ ДВИГАТЕЛЕ МАЛОЙ ТЯГИ

© 2014 С.Д. Ваулин, В.Л. Салич

Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет), г. Челябинск

Результатом настоящей работы является создание камеры ракетного двигателя малой тяги (РДМТ) на перспективном кислородно-водородном топливе. В процессе проектирования использовалась система ANSYS CFX, в которой была реализована математическая модель течения многокомпонентного гомогенного рабочего тела с учётом смесеобразования и горения. Расчёты выполнялись на суперкомпьютере «Торнадо» Южно-Уральского государственного университета. Результаты моделирования исходного варианта камеры выявили её неработоспособность из-за высоких температур в области элементов конструкции (наружное охлаждение не предусматривалось), в связи с чем было принято решение эту камеру не изготавливать. В процессе дальнейших расчётно-теоретических исследований конструкция камеры видоизменялась до тех пор, пока не удалось достичь высокой полноты сгорания с наличием вблизи элементов конструкции зон с температурами, не превышающими предельно допустимую температуру эксплуатации материала. Изготовленная камера прошла огневые испытания, которые подтвердили её работоспособность при длительных включениях и показали приемлемые энергетические характеристики. Получено удовлетворительное согласование экспериментальных данных с результатами моделирования. Использование численного моделирования позволило исключить традиционный при создании новых РДМТ длительный и дорогостоящий этап сравнительных испытаний.

*Ракетный двигатель малой тяги; камера сгорания; смесеобразование; моделирование.*

Появление большого числа схем организации рабочего процесса в камерах ракетных двигателей малой тяги (РДМТ) [1] связано, в основном, с отсутствием в настоящее время надёжных методов расчёта процессов смесеобразования и преобразования топлива. По этой причине требуется проведение дорогостоящей экспериментальной отработки, число натурных экземпляров при которой может составлять несколько десятков, в то время как в современных условиях жёсткой конкуренции на мировом рынке космических услуг, наряду с повышенными требованиями к техническим параметрам предъявляются особые требования к минимизации сроков и затрат на создание ракетно-космической техники.

Работа над проектом камеры РДМТ начинается с технических предложений. От того, сколь успешно будет выполнена эта часть работы, во многом зависит судьба проекта. Чем шире физические представления о процессах, чем достовернее методики их расчётного анализа, тем больше надежды на успешное функционирование разрабатываемого двигателя в будущем [2]. Поэтому необходимо созда-

ние теоретической и методической базы, позволяющей на ранних стадиях проектирования камер РДМТ находить конструкторские решения, обеспечивающие получение требуемых параметров с достаточной степенью достоверности.

Современное развитие вычислительной гидрогазодинамики позволяет успешно применять численное моделирование при отработке камер сгорания различных устройств [2 – 5].

Преимуществом численного моделирования по сравнению с соответствующим экспериментальным исследованием является то, что численное решение задачи даёт подробную и полную информацию. С его помощью можно найти значения всех имеющихся переменных во всей области решения. В отличие от эксперимента для расчёта доступна практически вся исследуемая область, отсутствуют возмущения процесса, вносимые средствами измерения при экспериментальном исследовании. Очевидно, что ни в одном экспериментальном исследовании невозможно измерить распределения всех переменных во всей исследуемой области. Поэтому, даже если проводится экспери-

ментальное исследование, большое значение для дополнения экспериментальной информации имеют результаты численного решения [6].

Визуальное представление происходящих в камере процессов, полученное в результате численного моделирования, позволяет оперативно выявить недостатки конструкции и разрабатывать пути их устранения при дальнейшем проектировании.

В настоящей работе с использованием численного моделирования внутрикамерных процессов и методики, представленной в работе [7], была спроектирована высокоэффективная камера РДМТ на топливе  $O_2^{газ} + H_2^{газ}$ , прошедшая затем огневые испытания, результаты которых подтвердили результаты моделирования. Использовалась среда ANSYS CFX, расчёты выполнялись на суперкомпьютере «Торнадо» Южно-Уральского государственного университета.

Рабочий процесс камеры РДМТ на газообразных компонентах топлива представляет собой трёхмерное течение многокомпонентного гомогенного рабочего тела с сопровождающимся горением – совокупностью процессов перемешивания и протекания большого числа химических реакций. Перемешивание компонентов топлива обеспечивается, в основном, турбулентной диффузией. На процесс смешения оказывают влияние химические реакции, которые могут разделять потоки компонентов и замедлять смешение, или, наоборот, турбулизовать поток и способствовать смешению [8].

Осреднённая по Фавру система уравнений, описывающая рабочий процесс в камере РДМТ на газообразном топливе (течение многокомпонентного гомогенного рабочего тела с учётом изменения состава и температуры в процессе горения), имеет следующий вид [9,10]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_k) = \quad (2)$$

$$= \frac{\partial p}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{jk} - \overline{\rho u_j' u_k'}),$$

$$\frac{\partial (\rho g_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j g_i)}{\partial x_j} = \quad (3)$$

$$= -\frac{\partial}{\partial x_j} (J_{ij} + \overline{\rho u_j' g_i'}) + S_i,$$

$$\frac{\partial (\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j H)}{\partial x_j} = \quad (4)$$

$$= \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} [u_k (\tau_{jk} - \overline{\rho u_j' u_k'})] -$$

$$- \frac{\partial}{\partial x_j} (q_j + \overline{\rho u_j' h_i'}).$$

Здесь  $p$ ,  $\rho$  - осреднённые по времени давление и плотность,  $q_j$  – осреднённый по времени поток энергии в направлении оси  $j$ ,  $J_{ij}$  – осреднённый по времени поток массы  $i$ -го компонента смеси в направлении оси  $j$ ,  $u_j$  – проекция средневзвешенной скорости на соответствующую декартову ось,  $g_i$  – средневзвешенное значение массовой доли  $i$ -го компонента смеси,  $H$  – средневзвешенное значение полной энтальпии смеси,  $h_i$  – энтальпия  $i$ -го компонента,  $S_i$  – массовая скорость образования  $i$ -го компонента,  $u_j'$  - пульсационная составляющая проекции скорости на ось  $j$ ,  $-\overline{u_j' u_k'}$  - рейнольдсовы напряжения,  $\tau_{jk}$  – тензор вязких напряжений, определяемый как [9]:

$$\tau_{jk} = -\delta_{jk} \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \mu \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right), \quad (5)$$

где  $\mu$  - коэффициент динамической вязкости смеси,

$$\delta_{jk} = \begin{cases} 1, & j = k; \\ 0, & j \neq k. \end{cases} \quad (6)$$

Поток массы  $i$ -го компонента в направлении оси  $j$  [9]:

$$J_{ij} = -D_i \frac{\partial g_i}{\partial x_j}, \quad (7)$$

где  $D_i$  – эффективный коэффициент диффузии.

Тепловой поток в направлении оси  $j$  определяется как [8]

$$q_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \sum_{i=1}^N J_{ij} h_i, \quad (8)$$

где  $N$  – число компонентов смеси,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности.

Энтальпия  $i$ -го компонента:

$$h_i = \int_{T_0}^T c_{pi} dT + h_i^0, \quad (9)$$

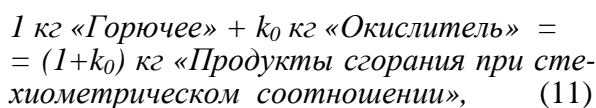
где  $c_{pi}$  – удельная теплоёмкость  $i$ -го компонента при постоянном давлении,  $h_i^0$  – теплота образования  $i$ -го компонента при стандартных условиях.

Массовая скорость образования (расходования)  $i$ -го компонента в результате химических реакций определяется как

$$S_i = M_i \sum_{m=1}^n R_i^m, \quad (10)$$

где  $M_i$  – молекулярная масса вещества  $i$ ,  $R_i^m$  – скорость изменения мольной концентрации вещества  $i$  в результате протекания  $m$ -й химической реакции.

Для существенного упрощения расчёта принято допущение о том, что рабочее тело является смесью трёх «веществ»: «Окислитель», «Горючее», «Продукты сгорания при стехиометрическом соотношении», горение моделируется одностадийной необратимой брутто-реакцией:



где  $k_0$  – массовое стехиометрическое соотношение компонентов топлива.

Для учёта реакций диссоциации и рекомбинации принята модель локального термодинамического равновесия рабочего тела, которая позволяет представлять состав как функцию состояния. В этом случае не имеет значения последовательность химических реакций при переходе к рав-

новесию. Особенностью предложенной модели является то, что влияние на процессы реакций диссоциации и рекомбинации учтено через замыкающие зависимости от температуры и давления молекулярных масс и «химически равновесных» теплоёмкостей веществ, составляющих газовую среду. Для этого с помощью программы [11] предварительно осуществляется серия термодинамических расчётов равновесного состава веществ «горючее», «окислитель», «продукты сгорания» при различных давлениях и температурах. Поскольку в объёмах камеры реализуются сравнительно низкие давления (~ 0,5 МПа в камере сгорания, ~ 1 МПа в топливных коллекторах), то принято допущение о том, что рабочее тело подчиняется уравнению состояния идеального газа.

Для определения слагаемых  $-u_j' u_k'$ ,  $u_j' c_i'$ ,  $u_j' h_i'$  важным является правильный выбор модели турбулентности. В настоящее время в инженерной практике часто применяются и рекомендуются для решения задач с учётом горения модели на основе гипотезы турбулентной вязкости [10]. Недостатком таких моделей является то, что предположение об изотропности турбулентных параметров не всегда может быть применено для закрученных течений [12], используемых в камерах РДМТ для интенсификации процессов. С целью исследования влияния моделей турбулентности на результаты моделирования была создана расчётная область (рис.1), представляющая собой камеру РДМТ, на вход в которую через кольцевую область А подавался расход водорода 0,005 кг/с. Отношение тангенциальной составляющей скорости к осевой (число Френкеля) задавалось равным 4. Как видно из результатов расчёта (рис. 2), только модель рейнольдсовых напряжений RSM BSL показывает наличие обратных токов (наличие областей, где осевая составляющая скорости меняет знак). Модели  $k$ - $\epsilon$  и SST, основанные на гипотезе турбулентной вязкости, не выявляют обратных токов, тогда как согласно [13], они должны иметь место при числе Френкеля более 1,92.

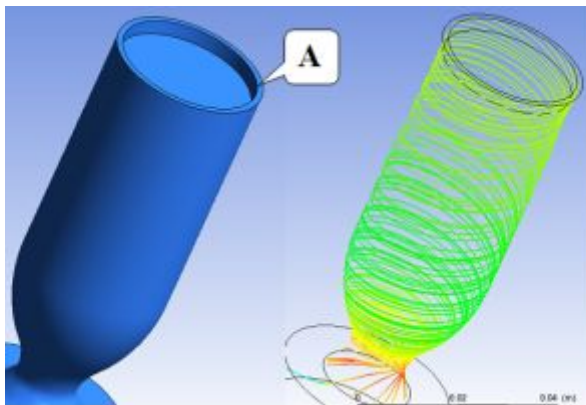


Рис. 1. Расчётная область (слева) и линии тока (справа)

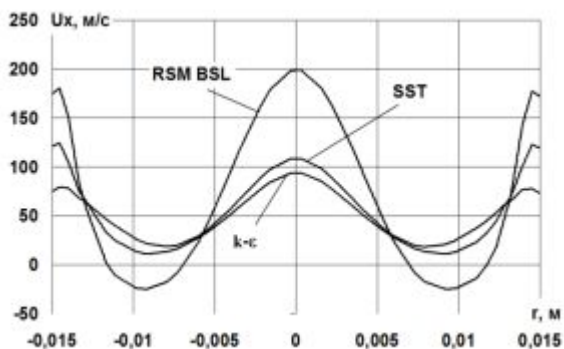


Рис. 2. Распределение осевой составляющей скорости вдоль диаметральной линии

Поэтому для расчётов была принята модель турбулентности RSM BSL. Следует отметить, что расчётно-теоретические исследования горелочного модуля, выполненные авторами работы [5] с использованием различных моделей турбулентности, выявили наилучшую сходимость с экспериментальными данными при использовании именно модели RSM BSL.

Расчётные области вариантов камеры (рис. 3) включают в себя цилиндрическую часть камеры сгорания 1, сопло 2, имеющее дозвуковую часть и небольшой участок сверхзвуковой части, ступенчато переходящий в цилиндрическую область 3 большего диаметра. Цилиндрическая часть 1 камеры сгорания и огневое днище (на рисунке не показано) соединены форсунками 4 и 5 с соответствующими топливными коллекторами 6 и 7. Цилиндрическая часть 1 и сопло 2 соответствуют геометрии корпуса камеры РДМТ 11Д428А-16, разработанного и серийно выпускаемого в НИИМаш (г. Нижняя Салда) [14].

В качестве граничных условий на входе в соответствующие топливные коллекторы задавались массовый расход окислителя (кислорода)  $\dot{m}_o = 0,02$  кг/с, массовый расход горючего (водорода)  $\dot{m}_r = 0,005$  кг/с, температуры окислителя и горючего  $T_o = T_r = 293$  К, параметры турбулентности на входе вычислялись ANSYS CFX и соответствовали 5% интенсивности турбулентных пульсаций. На выходе из расчётной области (боковая и торцовые поверхности цилиндра 3) задавалось абсолютное давление 0,1 МПа, близкое к атмосферному.

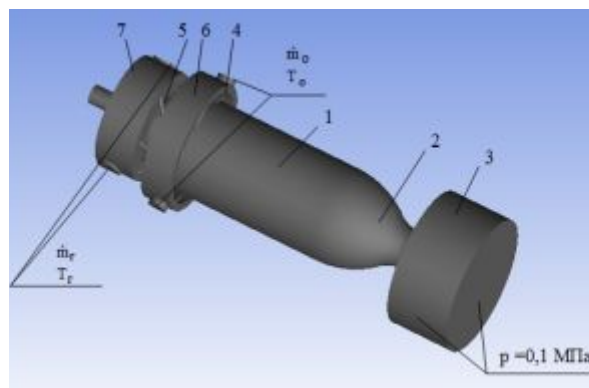


Рис. 3. Расчётная область варианта камеры: 1 – цилиндрическая часть камеры сгорания, 2 – сопло, 3 – область выходного граничного условия, 4 – форсунка горючего, 5 – форсунка окислителя, 6 – коллектор горючего, 7 – коллектор окислителя

Введение в расчётную модель цилиндрической области 3 выполнено для исключения влияния граничных условий на результаты расчёта параметров на срезе сопла. На стенке задавалось условие отсутствия теплообмена. Пренебрежение теплообменом может быть оправдано тем, что модель используется для расчётно-теоретических исследований процессов в РДМТ без наружного охлаждения. В этом случае работоспособной считается такая камера РДМТ, у которой значения температур рабочего тела вблизи элементов конструкции не превышают предельно-допустимую температуру эксплуатации материала. Пренебрежение отводом тепла от наиболее нагретых мест за счёт перетечек по конструкции идёт в запас работоспособности.

В качестве начальных условий задавались массовые доли окислителя  $g_o^0 = 1$ , горючего  $g_r^0 = 0$ , продуктов сгорания  $g_{пс}^0 = 0$ , температура  $T = 1000$  К, обеспечивающая гарантированное начало химической реакции. Значения начального давления  $p^0$  и составляющих скорости  $u_x^0$ ,  $u_y^0$ ,  $u_z^0$ , обеспечивающие устойчивый расчёт (при «неудачных» начальных условиях сбой обычно происходит на первых 2...30 итерациях), подбирались для каждой расчётной области, соответствующей варианту конструкции камеры.

Расчёт выполнялся в квазистационарной постановке на суперкомпьютере «Торнадо» Южно-Уральского государственного университета с распараллеливанием на 31 ядро. За критерий установления было принято равенство суммарных массовых расходов на входе и выходе из камеры. Использовалась тетраэдрическая расчётная сетка (~ 3 млн. ячеек). Расчёт каждого варианта камеры длился ~ 1,5 часа.

Результаты моделирования рабочего процесса в исходной конструкции камеры КВ-1 выявили её неработоспособность из-за высоких температур (более 3000 К) продуктов сгорания в областях контакта с элементами конструкции (предельно допустимая температура эксплуатации материала корпуса камеры составляет 1450°C, наружное охлаждение не предусмотрено).

По результатам расчётно-теоретических исследований конструкция камеры видоизменялась до тех пор, пока не удалось достичь высокой полноты сгорания топлива с наличием вблизи элементов конструкции зон с пониженными температурами (камера КВ-16, рис. 4, 5). О высокой полноте сгорания можно судить по распределению концентрации окислителя (рис. 6) в характерных сечениях камеры (максимальной полноте сгорания соответствует  $g_o = 0$ , т.к. при заданном массовом соотношении компонентов топлива  $k_m = 4$  в камере сгорания реализуется коэффициент избытка окислителя  $\alpha = 0,5$ ).

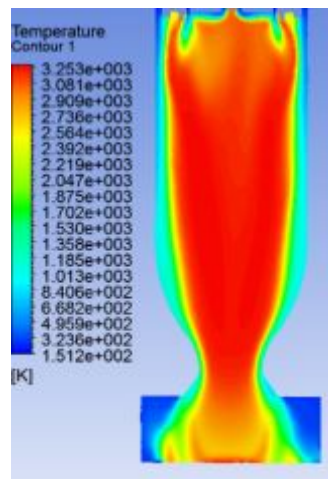


Рис. 4. Распределение температуры в камере КВ-16

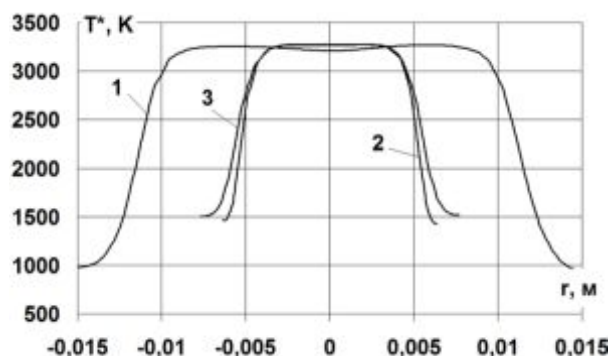


Рис. 5. Распределения температуры торможения вдоль диаметральных линий: 1 – вход в сопло, 2 – минимальное сечение сопла, 3 – срез сопла

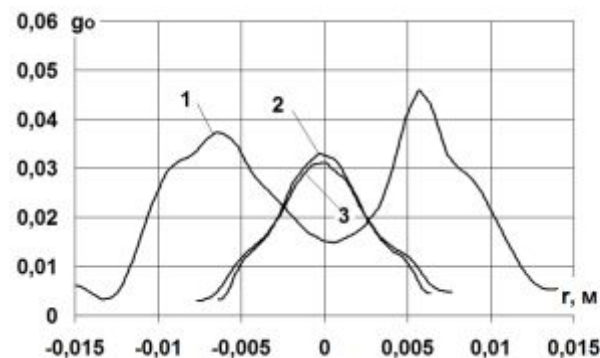


Рис. 6. Распределение массовой доли окислителя в камере КВ-16 вдоль диаметральных линий: 1 – вход в сопло, 2 – минимальное сечение, 3 – срез сопла

Распределения параметров в конструкциях КВ-1...КВ-15 представлены в работах [15,16].

О качестве организации рабочего процесса в камере сгорания принято судить по величине расходного комплекса

$$\beta = \frac{P_{кс} F_{min}}{\dot{m}_{\Sigma}}, \quad (12)$$

где  $p_{кс}$  – давление в камере сгорания,  $F_{min}$  – площадь минимального сечения сопла,  $\dot{m}_{\Sigma}$  – суммарный массовый расход компонентов топлива.

Из рис. 7 видно, что определение расходного комплекса камеры КВ-16 при экспериментальных исследованиях затруднительно. Поэтому было принято решение проводить экспериментальные исследования с замером тяги.

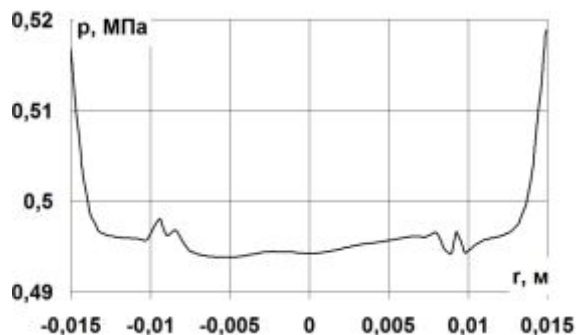


Рис. 7. Распределение статического давления вдоль диаметральной линии вблизи огневого днища камеры

Таблица 1 – Некоторые результаты испытаний

$k_m (\alpha)$	$\dot{m}_{\Sigma}$ , кг/с	$P$ , Н	$P_n$ , Н	$I_{y.n}$ , м/с	$I_{y.n}^m$ , м/с	$\varphi$	$\varphi/\varphi_{рас}$	$P_n^{mod}$	$\frac{ P_n - P_n^{mod} }{P_n} \cdot 100, \%$
3,55 (0,444)	0,02678	62,53	79,2	2958	3475	0,851	0,898	80,76	1,97
5,59 (0,699)	0,024938	54,18	70,86	2841	3230	0,88	0,928	71,21	0,49
6,66 (0,833)	0,024632	50,06	66,7	2709	3090	0,877	0,925	68,06	2,04
7,11 (0,889)	0,024193	49,29	66	2727	3040	0,897	0,946	65,15	1,28
7,53 (0,941)	0,023884	48,5	65,17	2729	2999	0,91	0,96	63,86	2,01

Пустотная тяга определялась как

$$P_n = P + p_h F_a, \quad (13)$$

где  $P$  – значение тяги, измеренной в наземных условиях,  $p_h$  – атмосферное давление,  $F_a$  – фактическая площадь среза сопла.

В табл. 1 также представлена пустотная тяга  $P_n^{mod}$ , определённая по результатам моделирования как

$$P_n^{mod} = \iint_{F_a} (\rho_a u_{ax}^2 + p_a) dF, \quad (14)$$

где  $\rho_a$ ,  $u_{ax}$ ,  $p_a$  – соответственно плотность, осевая составляющая скорости и давление продуктов сгорания на срезе сопла,  $F_a$  – площадь среза сопла.

Как видно, получено удовлетворительное согласование расчётных и экспериментальных данных. Для наглядности

Изготовленная камера КВ-16 прошла огневые испытания [17], которые подтвердили её работоспособность при длительных включениях на режимах с  $k_m < 6$  (десятки секунд). Длительность пусков при  $k_m > 6$  составляла ~ 1с.

В табл. 1 представлены некоторые результаты испытаний, где  $k_m$  – массовое соотношение компонентов топлива,  $\alpha$  – коэффициент избытка окислителя,  $P$  – тяга, измеренная при испытаниях в земных условиях,  $P_n$  – пустотная тяга,  $\dot{m}_{\Sigma}$  – суммарный массовый секундный расход топлива,  $I_{y.n}$  – пустотный удельный импульс,  $I_{y.n}^m$  – теоретический пустотный удельный импульс,  $\varphi$  – коэффициент удельного импульса,  $\varphi_{рас}$  – коэффициент потерь из-за рассеяния.

сравнение расчётных и экспериментальных данных представлено также на рис. 8.

Судя по значениям  $\varphi$  (табл. 1) в камере КВ-16 реализуется не очень высокое качество организации рабочего процесса. Однако, если принять во внимание, что полуугол раскрытия сопла составляет  $26^\circ$  (в конструкции применён корпус камеры РДМТ 11Д428А-16, демонтированный с двигателя после контрольно-выборочных испытаний; для испытаний в земных условиях сверхзвуковая часть сопла была обрезана), и потери удельного импульса на рассеяние, определённые согласно [8], составляют  $\varphi_{рас} = 0,948$ , то, судя по отношению  $\varphi/\varphi_{рас}$ , можно сделать заключение о высоком качестве организации внутрикамерных процессов.

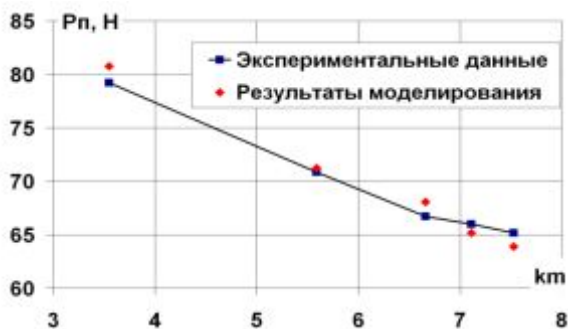


Рис. 8. Сравнение расчётных и экспериментальных данных

С целью более детального анализа были проведены расчёты камеры КВ-16 с коническим соплом, имеющим угол раскрытия  $10^\circ$  при тех же диаметрах мини-

мального сечения и среза сопла для режима с  $k_m = 3,55$ .

На рис. 9-11 представлены результаты расчёта. Как видно, эффективность фактического сопла гораздо ниже конического. При этом тяга, определённая для сопла с углом  $10^\circ$  составила  $P_n^{mod} = 87,81\text{Н}$ , что соответствует удельному импульсу  $I_{у.п}^{mod} = 3278$  м/с и коэффициенту удельного импульса 0,94. Судя по последнему значению можно заключить о достижении предельных для класса РДМТ энергетических характеристик.

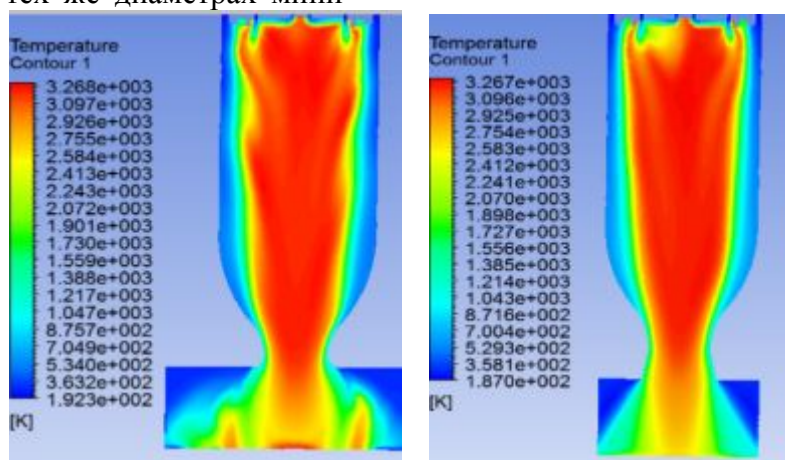


Рис. 9. Поля температур в камере КВ-16 с фактическим (слева) и коническим (справа) соплом при  $k_m = 3,55$

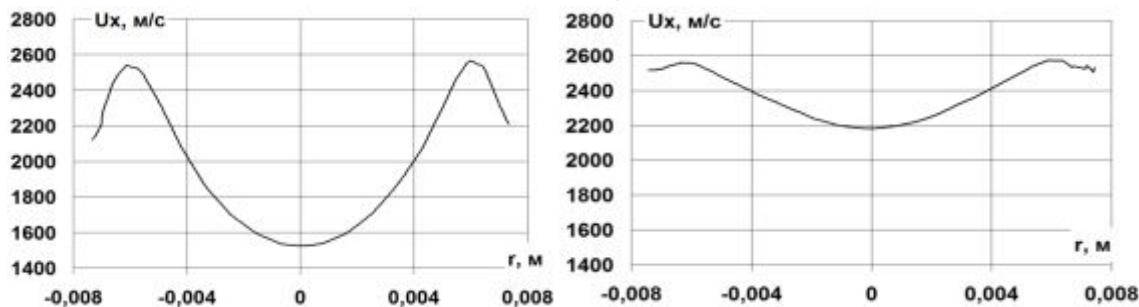


Рис. 10. Распределение осевой составляющей скорости на срезе сопла камеры КВ-16 вдоль диаметральной линии. Слева – фактическое сопло, справа – коническое сопло,  $k_m = 3,55$

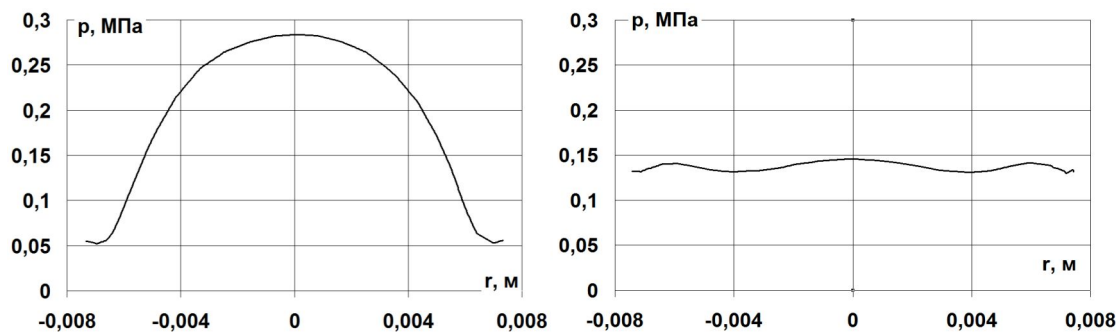


Рис. 11. Распределение статического давления на срезе сопла камеры КВ-16 вдоль диаметральной линии. Слева – фактическое сопло, справа – коническое сопло,  $k_m = 3,55$

Подводя итоги выполненной работы можно сделать следующие выводы.

1. Применение численного моделирования позволило создать в короткий срок при минимальных финансовых затратах высокоэффективную конструкцию камеры кислородно-водородного РДМТ.

2. Проведённые экспериментальные исследования подтвердили высокие энер-

гетические характеристики созданного РДМТ.

3. Получена хорошая сходимость экспериментальных данных с результатами моделирования.

4. Продемонстрирована возможность замены натуральных испытаний численным экспериментом в процессе создания РДМТ на газообразных компонентах топлива.

### Библиографический список

1. Кутуев Р.Х., Лебедев И.Н., Салич В.Л. Разработка перспективных РДМТ на экологически чистых топливных композициях // Вестник СГАУ. 2009. № 3(19), ч. 3. С. 101-109.

2. Лебединский В.Е., Калмыков Г.П., Мосолов С.В. и др. Рабочие процессы в жидкостном ракетном двигателе и их моделирование. М.: Машиностроение, 2008. 512 с.

3. Аксенов А.А., Похилко В.И., Тишин А.П. Исследование двухступенчатого сжигания метана // Труды 2-й национальной конференции по теплообмену (РНКТ-2). Т. 3. М.: МЭИ, 1998. С. 161-164.

4. Новиков А.В., Ягодников Д.А., Буркальцев В.А., Лапицкий В.И. Математическая модель и расчёт характеристик рабочего процесса в камере сгорания ЖРД малой тяги на компонентах топлива метан-кислород // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2004. С. 8-17.

5. Пиралишвили Ш.А., Гурьянов А.И., Бадерников А.В. Численное исследование интегральных газодинамических характеристик противоточного горелочного модуля с использованием анизотропных моделей турбулентности // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2011. № 3(27), ч. 1. С.123-130.

6. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкостей. М.: Энергоатомиздат, 1974. 154 с.

7. Ваулин С.Д., Салич В.Л. Методика проектирования высокоэффективных ракетных двигателей малой тяги на основе численного моделирования внутрикамерных процессов // Вестник Южно-Уральского государственного универси-

тета. Серия: Машиностроение. 2012. № 12(271). С. 43-50.

8. Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.П. Теория ракетных двигателей: учебник для ВТУЗов / под ред. В.П. Глушко. М.: Машиностроение, 1989. 464 с.

9. Лапин Ю.В., Стрелец М.Х. Внутренние течения газовых смесей. М.: Наука, 1989. 368 с.

10. ANSYS CFX-Solver, Release 10.0: Theory. ANSYS Europe Ltd, 2005. 266p.

11. Корепанов М.А. Программа «Термодинамика» // Каталог инновационных разработок Ижевского государственного технического университета. Ижевск: ИжГТУ, 2001. 95 с.

12. Юн А.А., Крылов А.И. Расчёт и моделирование турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двухфазных течений в программном комплексе FASTEST-3D. М.: МАИ, 2007. 116 с.

13. Пирумов У.Г. Росляков Г.С. Газовая динамика сопел. М.: Наука, 1990. 368 с.

14. Салич В.Л., Шмаков А.А., Ваулин С.Д. Жидкостные ракетные двигатели малой тяги: учебное пособие. Челябинск: ЮУрГУ, 2006. 52 с.

15. Салич В.Л. Численное моделирование смесеобразования и горения в камере кислородно-водородного ракетного двигателя тягой 100 Н в процессе проектирования // Сб. трудов международной научной конференции «Параллельные вычислительные технологии (ПаВТ-2014)». Челябинск: ЮУрГУ, 2014. С. 309-318.

16. Салич В.Л. Численное моделирование смесеобразования и горения в камере кислородно-водородного ракетного двигателя тягой 100 Н в процессе проектиро-



вания // CAD/CAM/CAE Observer. 2014. Вып. № 3(87). С. 82-88.

17. Салич В.Л. Экспериментальные исследования по созданию кислородно-водородного ракетного двигателя тягой

100Н // Наука и технологии. Материалы XXXIV Всероссийской конференции, посвящённой 90-летию со дня рождения академика В.П. Макеева. Том 2. М.: РАН, 2014. С. 45-52.

### **Информация об авторах**

**Ваулин Сергей Дмитриевич**, доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе, заведующий кафедрой двигателей летательных аппаратов, Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск. E-mail: [s.d.vaulin@susu.ac.ru](mailto:s.d.vaulin@susu.ac.ru) Область научных интересов: исследование теплофизических процессов в ракетных двигателях и энергетических установках.

**Салич Василий Леонидович**, кандидат технических наук, докторант кафедры двигателей летательных аппаратов, Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск. E-mail: [salich\\_vas@mail.ru](mailto:salich_vas@mail.ru). Область научных интересов: исследование теплофизических процессов в ракетных двигателях и энергетических установках.

## **MODELING OF INTRACHAMBER PROCESSES IN AN OXYGEN-HYDROGEN THRUSTER**

© 2014 S.D. Vaulin, V.L. Salich

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

The result of this work was the creation of the chamber thruster on the perspective oxygen-hydrogen fuel. In the process of designing the used ANSYS CFX system, which was implemented mathematical model of homogeneous multicomponent working body with the mixing and combustion. The calculations were performed on a supercomputer "Tornado" in South Ural State University. The simulation results of the first version of the chamber revealed a non-functional due to the high temperatures in the area of structural elements (external cooling was not provided), and therefore it was decided not to make this chamber. In the process of further computational studies chamber design being modified as long as it was not possible to achieve high combustion efficiency with the presence of structural elements near the zones with temperatures not exceeding the maximum allowed operating temperature of the material. Chamber manufacturer has passed fire tests, which confirmed its performance during long inclusions and showed acceptable power characteristics. It was also a satisfactory agreement between the experimental data with simulation results. Thus, the use of numerical modeling would eliminate the traditional to create new chambers long and costly phase of the comparative tests.

*Thruster, oxygen, hydrogen combustion chamber, mixing, numerical simulation.*

### **References**

1. Kutuev R.H., Lebedev I.N., Salich V.L. Development of advanced low thrust rocket engines with ecologically friendly propellants // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2009. No. 3(19), part 3. P. 101-109. (In Russ.)

2. Lebedinsky V.E., Kalmikov G.P., Mosolov S.V. et al. Rabochie processy v zhidkostnom raketnom dvigatele i ih modelirovanie [Workflows in liquid rocket engines and their modeling]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2008. 512 p.

3. Aksenov A.A., Pokhilko V.I. Tishin A.P. Issledovanie dvuhstupenchatogo szhiganija metana // Trudy 2-y natsional'noy konferentsii po teploobmenu (RNKT-2). V. 3. Moscow: MPEI Publ., 1998. P. 161-164. (In Russ.)

4. Novikov A.V., Yagodnikov D.A., Burcalcev V.A., Lapitsky V.I. Mathematical model and calculation of the characteristics of the working process in the combustion chamber of a low-thrust rocket engine on methane-oxygen fuel components // Herald of

the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering. 2004. P. 8-17. (In Russ.)

5. Piralishvili S.A., Guryanov A.I., Badernikov A.V. Numerical study of gasdynamic characteristics counterflow burner with use of anisotropic models of turbulence // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2011. No. 3(27), part 1. P. 123-130. (In Russ.)

6. Patankar S. Chislennye metody resheniya zadach teploobmena i dinamiki zhidkostej [Numerical methods for solving problems of heat transfer and fluid dynamics]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1974. 154 p.

7. Vaulin S.D., Salich V.L. The highly effective low thrust rocket engines designing methods, based on numerical simulation of interchamber processes // Bulletin of South Ural State University. Series Mechanical Engineering Industry. 2012. No. 12(271). P. 43-50. (In Russ.)

8. Alemasov V.E., Dregalin A.F., Tishin A.P. Teoriya raketnykh dvigatelej: uchebnyk dlja VTUZov [The theory of rocket engines: Textbook for technical colleges / ed. by V.P. Glushko]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1989. 464 p.

9. Lapin Y.V., Strelets M.H. Vnutrennie techenija gazovykh smesey [Internal flows of gas mixtures]. Moscow: Nauka Publ., 1989. 368 p.

10. ANSYS CFX-Solver, Release 10.0: Theory. ANSYS Europe Ltd, 2005. 266p.

11. Korepanov M.A. The "Thermodynamics" // Catalog of innovation Izhevsk State Technical University. 2001. 95 p. (In Russ.)

12. Yun A.A., Krylov A.I. Raschet i modelirovanie turbulentnykh techeniy s

teploobmenom, smesheniem, khimicheskimi reaktsiyami i dvukhfaznykh techeniy v programmnom komplekse FASTEST-3D [Calculation and modeling of turbulent flows with the heat transfer, mixing, chemical reactions and two-phase flows in the program complex FASTEST-3D]. Moscow: MAI Publ., 2007. 116 p.

13. Pirumov U.G., Roslyakov G.S. Gazovaya dinamika sopol [The nozzles gas dynamics]. Moscow: Nauka Publ., 1990. 368 p.

14. Salich V.L., Shmakov A.A., Vaulin S.D. Zhidkostnye raketnye dvigateli maloy tyagi: uchebnoe posobie [Liquid-propellant thrusters. Textbook]. Chelyabinsk: South Ural State University Publ., 2006. 52 p.

15. Salich V.L. Chislennoe modelirovanie smeseobrazovaniya i gorenija v kamere kislorodno-vodorodnogo raketnogo dvigatelja tjagoj 100 N v processe proektirovaniya // Cb. trudov mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii «Parallel'nye vychislitel'nye tekhnologii (PaVT-2014)». Chelyabinsk: South Ural State University Publ., 2014. P. 309-318. (In Russ.)

16. Salich V.L. Numerical simulation of mixing and combustion chamber in an oxygen-hydrogen rocket engine thrust of 100 N in the design process. CAD/CAM/CAE Observer, 2014. No. 3 (87). P.82-88. (In Russ.)

17. Salich V.L. Jeksperimental'nye issledovaniya po sozdaniju kislorodno-vodorodnogo raketnogo dvigatelja tjagoj 100N // Nauka i tekhnologii. Materialy XXXIV Vserossiyskoy konferentsii, posvyashchennoy 90-letiyu so dnya rozhdeniya akademika V.P. Makeeva. V. 2. Moscow: RAN Publ., 2014. P. 45-52 (In Russ.)

#### About the authors

**Vaulin Sergey Dmitrievich**, Doctor of Science (Engineering), Professor, Vice-Rector of Scientific work, Head of the aircraft engine department, South Ural State University, Chelyabinsk. E-mail: [s.d.vaulin@susu.ac.ru](mailto:s.d.vaulin@susu.ac.ru). Area of Research: thermalphysic processes of rocket engines and powerplants.

**Salich Vasily Leonidovich**, Candidate of Science (Engineering), doctoral candidate of the aircraft engine department, South Ural State University, Chelyabinsk. E-mail: [salich\\_vas@mail.ru](mailto:salich_vas@mail.ru). Area of Research: the thermalphysic processes of rocket engines and powerplants.

УДК 629.7.036.5.064.001.4:621.453/.457

## ЙОД КАК АЛЬТЕРНАТИВНОЕ РАБОЧЕЕ ТЕЛО ЭЛЕКТРОРАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

©2014 В.Г. Островский, А.А. Смоленцев, П.А. Щербина

Ракетно-космическая корпорация «Энергия», г. Королёв

В предлагаемой статье проведён анализ использования йода в качестве рабочего тела электроракетных двигателей (ЭРД) с замкнутым дрейфом электронов. При этом сравниваются характеристики двигателя, работающего на йоде, с аналогичными параметрами при использовании традиционного рабочего тела – ксенона. Показаны преимущества электроракетной двигательной установки на йоде по сравнению с установкой, использующей ксенон. Обосновано использование йода в качестве рабочего тела для двигателей большей мощности. Представлены предварительные разработки и приведены результаты первых испытаний стационарных плазменных двигателей на йоде. В статье приводится информация о проводимой в ОАО «РКК «Энергия» корпоративной НИР, целью которой является разработка стендовой системы хранения и подачи йода. Показана и описана схема системы хранения и подачи для экспериментальной отработки ЭРД на йоде. Представлен вариант двигателя большой мощности на рабочем теле йод, в котором предлагается решение задач обеспечения ресурса двигателя и предлагается использование безрасходного термоэмиссионного катода.

*Йод, электроракетный двигатель, рабочее тело, система хранения и подачи.*

Двигатели с замкнутым дрейфом электронов (ДЗДЭ) такие, как стационарные плазменные двигатели (СПД), двигатели с анодным слоем (ДАС), а также ионные двигатели традиционно используют плазмообразующие вещества с большим атомным весом и низким потенциалом ионизации.

В настоящее время в мире предпочтение отдают инертным газам в качестве рабочего тела (РТ) указанных выше ЭРД, в частности ксенону, имеющему наибольший атомный вес (131,3 а.е.м.) и сравнительно низкий потенциал ионизации (12,1 эВ). По своим физическим свойствам и складированию он превосходит все остальные газы (при давлении 760 мм рт. ст. и температуре 20°C плотность составляет 0,00589 г/см<sup>3</sup>). Он химически инертен и не конденсируется на элементах конструкции космических аппаратов (КА). Однако ксенон в качестве РТ ЭРД имеет ряд существенных недостатков:

- 1 кг ксенона стоит более 244 000 руб. (в ценах 2014 года);
- мировое производство ксенона составляет около 20 т. в год (из них только 10% идёт на космическую отрасль);
- при наземной отработке двигателя требуется установка гелиевых криопанелей,

что значительно удорожает и усложняет испытания рассматриваемых ЭРД, особенно ресурсные.

С увеличением активного срока существования КА, а также при решении транспортных задач дальнего Космоса (таких, как экспедиция к Марсу или задач, связанных с обеспечением больших грузопотоков к Луне), существенно возрастают потребные запасы РТ, а значит, и стоимость заправляемого ксенона. В разрабатываемом в РКК «Энергия» им. С.П. Королёва 80-х...90-х г.г. прошлого века многообразном межорбитальном буксире «Геркулес» требуемые запасы рабочего тела ЭРДУ суммарной мощностью 500 кВт (ксенон) составляли 38т., т.е. при современном уровне добычи ксенона, на его накопление потребовалось бы два десятка лет.

Кроме того, за сутки эксплуатации двигатель с замкнутым дрейфом электронов, при потребляемой мощности 100 кВт, КПД 60% и удельном импульсе 3000 с, потребит количество ксенона, стоимость которого составит порядка 2,7 млн. рублей. При ресурсе двигателя 10000 часов, стоимость ксенона возрастет до более 1,1 млрд. рублей. При наземных испытаниях двигатель должен работать в условиях

космического вакуума, при этом производительность откачной системы должна превышать 4 млн. литров в секунду. При стоимости около 30 рублей за 1 л/с стоимость откачной системы составит 120 млн. рублей и при этом будет линейно возрастать по мере увеличения мощности двигателя. Для отработки электроракетной двигательной установки (ЭРДУ) мегаваттного уровня затраты составят десятки миллиардов рублей.

Анализ свойств йода показывает, что при использовании его в качестве РТ ЭРДУ в условиях космического вакуума он практически не конденсируется на элементах КА. Давление насыщенных паров йода при одинаковой температуре поверхности КА на два порядка выше, чем у ртути (рис. 1). При этом на КА SERT II ионный двигатель на рабочем теле ртути проработал в космосе 4000 часов.

Кроме того, в отличие от ЭРД на ксеноне, для наземной отработки ЭРД на йоде криопанели вакуумных камер достаточно охлаждать жидким азотом, что намного снижает стоимость наземной отработки ЭРД.

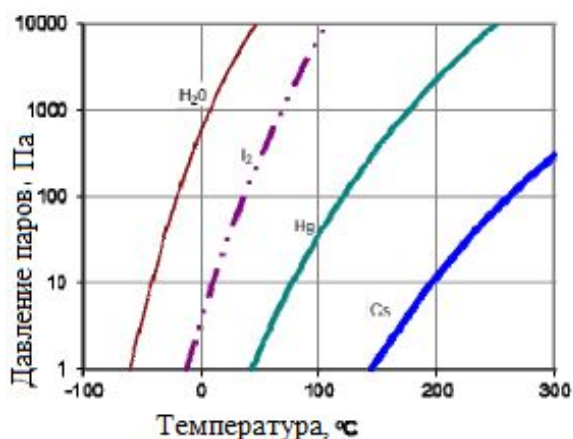


Рис. 1. Зависимость давления насыщенных паров от температуры для разных рабочих тел

К преимуществам использования йода относительно ксенона можно отнести следующее:

- стоимость одного килограмма йода в десятки раз ниже стоимости одного килограмма ксенона;
- годовой объём добычи йода составляет 25 000 тонн;

- плотность йода составляет 4,9 г/см<sup>3</sup>, что приведёт к значительному снижению объёма и массы средства хранения и подачи (СХП);

- газообразный йод получают в СХП возгонкой из твёрдого состояния, что не требует многоступенчатой системы понижения давления и, следовательно, приводит к снижению количества потребной арматуры, т.е. к уменьшению габаритов и массы СХП;

- возможно обеспечение рециркуляции йода при ресурсных испытаниях ЭРД;

- стоимость наземной отработки ЭРД на йоде будет значительно ниже, чем при использовании ксенона.

Таким образом, технология использования альтернативного рабочего тела – йода (взамен используемого в настоящее время ксенона) для электроракетных двигателей (ЭРД) с замкнутым дрейфом электронов является важной космической технологией, необходимой для осуществления ряда космических проектов.

Для подтверждения возможности использования йода в качестве рабочего тела с минимальными материальными и временными затратами в РКК «Энергия» разработана модель ЭРД на базе СПД (рис. 2).

Проведённые предварительные испытания продемонстрировали принципиальную возможность применить йод в качестве рабочего тела СПД. При этом, как и ожидалось, характеристики двигателя на йоде, по крайней мере, не уступали параметрам ксенонового двигателя. Испытания показали, что при повышенном напряжении отношение тяги к мощности при работе на йоде выше, чем аналогичная характеристика на ксеноне, а также заметно выше анодный КПД и удельный импульс.

По результатам предварительных проработок был запатентован ряд ЭРД и способов их работы. Дальнейшие экспериментальные исследования предполагают получение новых результатов и значительное увеличение объектов правовой охраны.

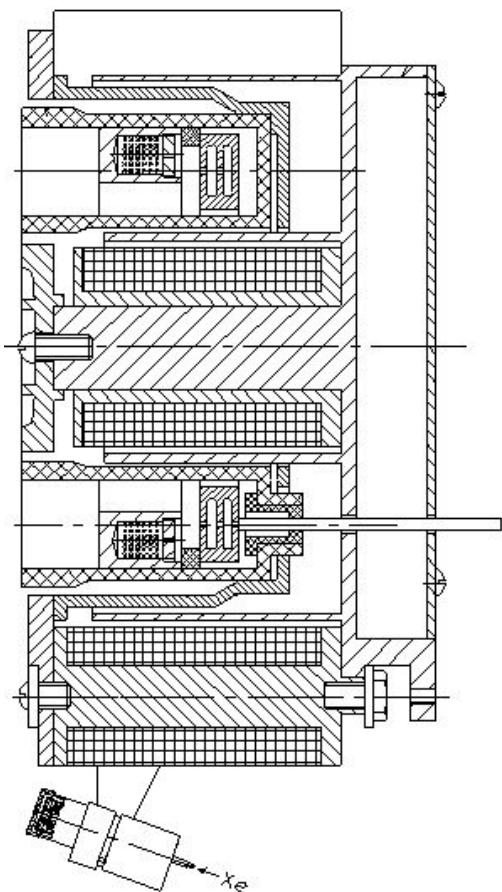


Рис. 2. Модель СПД-М70 для работы на йоде

В настоящее время в РКК «Энергия» проводится корпоративная НИР, целью которой является разработка системы хранения и подачи йода. СХП (рис. 3) йода располагается снаружи вакуумной камеры и включает в свой состав:

- ёмкость, содержащую йод и снабжённую нагревателем и датчиками температуры;
- участок трубопровода с датчиком температуры;
- участок трубопровода с датчиком давления;
- участок трубопровода с клапаном;
- участок трубопровода с двумя датчиками давления (датчик расхода йода), снабжённый датчиком температуры;
- участок трубопровода, часть которого введена в вакуумную камеру;
- весь газовый тракт, содержащий нагревательные элементы;
- контроллеры;
- блоки питания;
- персональную электронно-вычислительную машину.

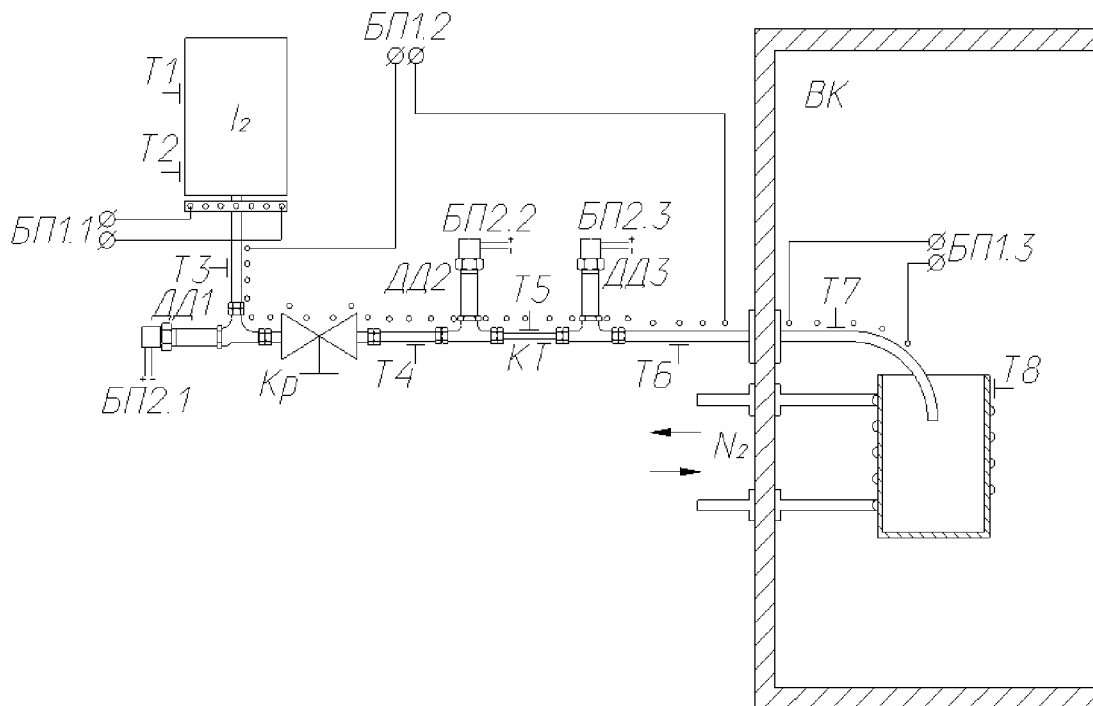


Рис. 3. Схема хранения и подачи йода для экспериментальной отработки ЭРД

Данная схема позволит оттарировать расход йода по температуре ёмкости. Преимуществом этой схемы является то, что нагревается лишь слой йода, обеспечивающий заданный расход.

В дальнейшем предполагается использовать СХП совместно с двигателем.

Использование йода в качестве рабочего тела ЭРД особенно большой мощности (до 100 кВт) может привести к значительному снижению массы и габаритов

ЭРДУ на базе СПД или ДАС и к большому экономическому эффекту за счёт применения более дешёвого и менее дефицитного рабочего тела, обладающего возможностью повторного использования при ресурсных испытаниях ЭРД.

На основе разработанного в РКК «Энергия» в 1983г. двигателя ДАС-200 на висмуте предложена конструкция ЭРД большой мощности на йоде (рис. 4).

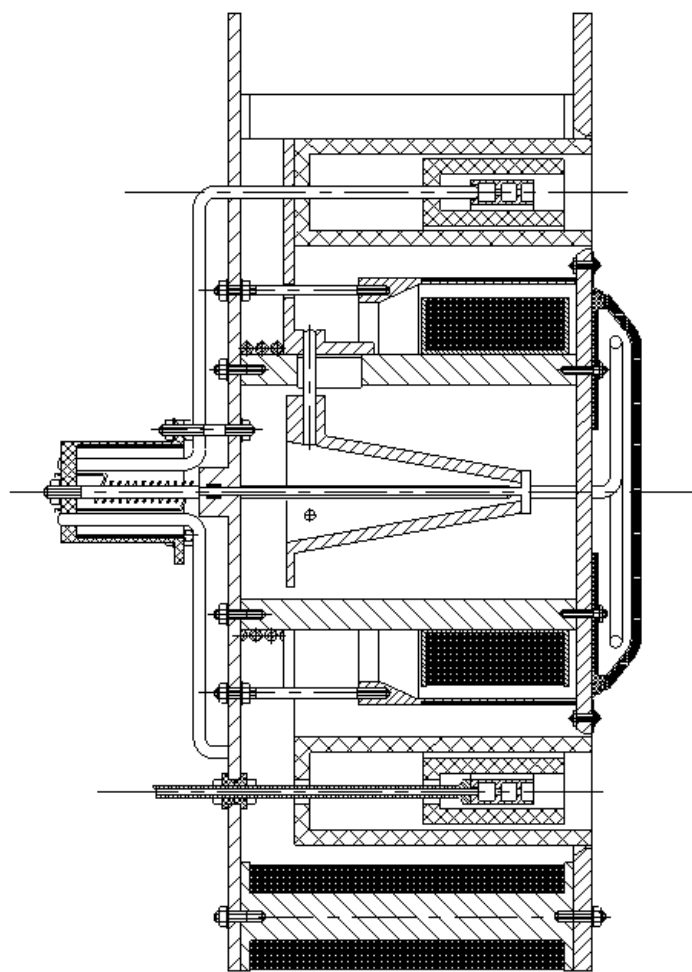


Рис. 4. ДАС большой мощности на йоде

В предложенном двигателе решаются вопросы увеличения ресурса за счёт подвижной разрядной камеры и термоэмиссионного катода-нейтрализатора. Использование безрасходного катода позволит обойтись без дополнительного газобразного рабочего тела (ксенона или аргона) и его сложной арматуры системы

подачи. Эти решения были запатентованы.

Разработка экспериментального образца ЭРДУ на альтернативном рабочем теле (йод), а также стендовых систем для её испытания позволит перейти к формулировке технических требований для ОКР по созданию электроракетной двигательной установки нового поколения, имею-

шей значительно меньшую массу и габариты и обладающей большой экономической эффективностью.

Йод как возможное альтернативное рабочее тело для СПД начали исследовать и за рубежом. В американской фирме Busek Co в 2010 -2013 гг. проводились эксперименты с подачей пара йода в ДЗДЭ мощностью от 0,1 до 10 кВт (при этом в катод, как правило, подавался ксенон). При этом параметры двигателей на

йоде как минимум не уступали аналогичным характеристикам ЭРД на ксеноне.

Помимо двигателей большой мощности, где преимущества ЭРДУ на рабочем теле йод неоспоримы, представляют интерес микро ЭРДУ. В 2014 г. NASA принята программа SBIR Этап II. Она предполагает выделение 1,5 млн. \$ на разработку 100 Вт двигателя Busek Co на рабочем теле йод для микроспутников типа CubeSat.

### Информация об авторах

**Островский Валерий Георгиевич**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Ракетно-космическая корпорация «Энергия». E-mail: [valery.ostrovsky@rsce.ru](mailto:valery.ostrovsky@rsce.ru). Область научных интересов: электроракетные двигатели, электроракетные двигательные установки, системы хранения и подачи рабочего тела, катоды ЭРД.

**Смоленцев Александр Алексеевич**, главный конструктор двигателей, двигательных и энергетических установок, руководитель НТЦ, Ракетно-космическая корпорация «Энергия». E-

mail: [alexander.smolentsev@rsce.ru](mailto:alexander.smolentsev@rsce.ru). Область научных интересов: электроракетные двигатели, электроракетные двигательные установки, системы хранения и подачи рабочего тела, жидкостные ракетные двигатели, энергетические установки.

**Щербина Павел Александрович**, инженер-конструктор, Ракетно-космическая корпорация «Энергия». E-mail: [kosmolotmars@mail.ru](mailto:kosmolotmars@mail.ru). Область научных интересов: электроракетные двигатели, электроракетные двигательные установки, системы хранения и подачи рабочего тела, катоды ЭРД.

## IODINE AS AN ALTERNATIVE PROPELLANT FOR ELECTROJET ENGINES

©2014 V.G. Ostrovskiy, A.A. Smolentsev, P.A. Scherbina

JSC RSC Energia, Korolyov, Russian Federation

In the article the analysis of iodine as a propellant electric propulsion for electric thruster with closed electron drift is provided. This compares the iodine thruster performance with the same parameters using the traditional propellant - xenon. Advantages of electro-propulsion on the iodine compared to installing, using xenon. Justified the use of iodine as a propellant for high power thrusters. Presents the preliminary design and the results of the first tests of stationary plasma thrusters on the iodine. The article provides information about the progress of RSC Energia corporate research, the purpose of which is to develop a bench-top system for the storage and supply of iodine. It is shown and described the system layout storage and supply for experimental testing electric propulsion on the iodine. Also shown plans of RSC Energia in further research on the development of electric propulsion on the iodine. The article presents a variant of the high power thrusters on a propellant of iodine, which offers the challenge of ensuring the life of the thruster and the use of thermionic cathode. This article provides an overview of Western achievements in the use of propellant iodine in electric thruster.

*Electric thruster, electric propulsion systems, iodine, propellant.*

### **About the authors**

**Ostrovsiy Valery Georgievich**, Candidate of Science (Engineering), Senior research engineer at RSC Energia. E-mail: [valery.ostrovsky@rsce.ru](mailto:valery.ostrovsky@rsce.ru). Area of Research: electric thruster, electric propulsion systems, storage and supply systems, cathode of electric thrusters.

**Smolentsev Alexander Alexeyevich**, General Designer for propulsion and power systems, Head of STC at RSC Energia. E-

mail: [alexander.smolentsev@rsce.ru](mailto:alexander.smolentsev@rsce.ru). Area of Research: electric thruster, electric propulsion systems, storage and supply systems, liquid-propellant rocket engine, power plants.

**Scherbina Pavel Aleksandrovich**, Engineer at RSC Energia. E-mail: [kosmolotmars@mail.ru](mailto:kosmolotmars@mail.ru). Area of Research: electric thruster, electric propulsion systems, storage and supply systems, cathode of electric thrusters.



## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ АЛЮМИНИЕВЫХ СЛИТКОВ НА ОСНОВЕ РЕГУЛИРУЕМОГО КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

© 2014 А.С. Горшенин, В.Е. Кривошеев

Самарский государственный технический университет

Существующие технологии охлаждения цилиндрических алюминиевых слитков не обеспечивают одинаковую скорость снижения температуры во всех частях слитков. Наиболее целесообразно использовать для охлаждения слитков специальные камеры. Существующие методы расчёта и режимы охлаждения, которые учитывают геометрические характеристики садки и камеры охлаждения и обеспечивали бы одинаковую скорость охлаждения во всех частях слитков, отсутствуют. Поэтому был рассмотрен вопрос математического моделирования процесса охлаждения алюминиевых слитков на основе регулируемого конвективного теплообмена. При разработке математической модели были сформулированы допущения, математическая и физическая постановка задачи. Математическая модель включила в себя расчётную схему теплообмена в системе алюминиевые слитки – охлаждающий воздух, систему дифференциальных уравнений, начальные и граничные условия. Полученная математическая модель позволила провести аналитическое исследование процесса охлаждения с постоянными и переменными режимными и конструктивными факторами, такими как скорость охлаждающего воздуха, диаметр слитков и высота канала между слитками. Аналитическое исследование позволило сформулировать алгоритм, обеспечивающий номинальную скорость охлаждения каждого слитка в горизонтальном ряду путём регулируемого конвективного охлаждения. Для доказательства достоверности аналитической модели было выполнено экспериментальное исследование. Расхождение между полученными экспериментальными данными и аналитическими значениями составило в среднем 34%.

*Математическая модель, регулируемый конвективный теплообмен, скорость охлаждения.*

В настоящее время всё возрастающими темпами увеличивается ассортимент и объёмы проката, получаемого из алюминиевых слитков. Анализ технологии производства цилиндрических слитков методом полунепрерывного литья в водоохлаждаемый кристаллизатор выявил главную проблему данного метода - образование неоднородной структуры слитка. Для её устранения проводят термическую обработку слитков, одним из видов которой является гомогенизационный отжиг. Важным этапом термической обработки является охлаждение слитков после гомогенизации со скоростью, не превышающей критическую -  $70^{\circ}\text{C}/\text{ч}$  для предотвращения закалки сплава.

Проведённый анализ способов охлаждения алюминиевых слитков показал, что наиболее целесообразно использовать специальную камеру, позволяющую обеспечить заданную технологией скорость охлаждения слитков и повысить выработку качественной продукции.

Применение существующих режимов охлаждения не обеспечивает одинаковой скорости снижения температуры во

всех частях алюминиевых слитков, особенно на их торцах и на боковых поверхностях крайних слитков, что приводит к отклонению структуры и твёрдости металла от номинальной и появлению брака при изготовлении готовых изделий.

В настоящее время отсутствуют методы расчёта и режимы проведения процессов охлаждения, учитывающие геометрию садки и камеры охлаждения и обеспечивающие одинаковую скорость снижения температуры во всех частях алюминиевых слитков, а также способствующие снижению энергетических затрат.

В связи с этим совершенствование процесса охлаждения алюминиевых слитков воздухом на основе моделирования регулируемого конвективного теплообмена, обеспечивающего одинаковую скорость снижения температуры во всех точках садки, является актуальной задачей, решение которой позволит обеспечить качество выпускаемой продукции.

Для изучения процесса охлаждения слитков в камере охлаждения была разработана математическая модель регулируемого конвективного теплообмена в

системе «алюминиевые слитки — охлаждающий воздух» [1].

При разработке математической модели (рис.1) регулируемого конвективного теплообмена в системе «алюминиевые слитки - охлаждающий воздух» были приняты следующие допущения: 1) задача теплообмена принималась двухмерной; 2) теплообмен рассматривался в половине высоты канала  $z$  и при омывании половины слитка; 3) температура воздуха  $t_B$  по высоте канала  $S$  принималась одинаковой; 4) температура охлаждающего воздуха при омывании каждого слитка принималась постоянной; 5) теплообмен рассматривался для каждого отдельного слитка.

Математическая модель конвективного теплообмена в системе «ряд горизонтальных алюминиевых слитков - охлаждающий воздух» включает в себя расчётную схему (рис. 1), описание процесса теплообмена, ограничение по скорости охлаждения слитков, систему уравнений по изменению температур слитков и воздуха.

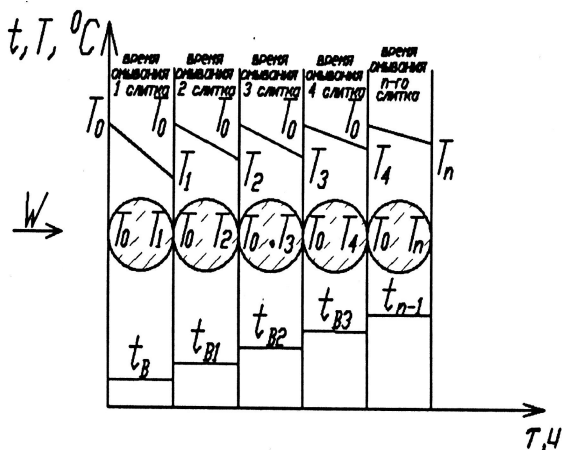


Рис. 1. Расчётная схема к математической модели

Процесс нагрева воздуха при охлаждении горизонтального ряда слитков количеством  $N$  основывается на решении уравнения охлаждения одного слитка [2]. В соответствии с принятыми допущениями теплообмен между воздухом и слитками рассчитывается отдельно для каждого слитка. В соответствии с этим каждый слиток начинает охлаждаться с одной и той

же температуры  $T_0$ .

В соответствии с допущением о постоянстве температуры воздуха при омывании одного слитка, считаем, что его температура увеличивается скачком после омывания слитка. Так как температура воздуха  $t_B$  от слитка к слитку увеличивается, то перепад температуры между слитками и воздухом в ряду будет уменьшаться и каждый последующий слиток будет более горячим, чем предыдущий.

При разработке математической модели регулируемого конвективного теплообмена было принято ограничение по скорости охлаждения слитков  $dT/dr$ , которая в интервале температур 500 - 300°C не должна превышать 70 °C/ч.

Система уравнений по снижению температур  $T_N$  каждого из  $N$  алюминиевых слитков, расположенных в горизонтальном ряду, и по увеличению температуры воздуха  $t_{BN}$  выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} T_N = t_{B_{N-1}} + (T_0 - t_{B_{N-1}}) \exp(-4 \cdot Bi \cdot Fo), \\ t_{B_N} = t_{B_{(N-1)}} + \frac{c_{Пал} m_{ал}}{c_{Pв} G_B} \times [(T_{(N-1)} - t_{B_{(N-1)}}) - \\ - (T_0 - t_{B1}) \exp(-4 \cdot Bi \cdot Fo)]. \end{cases} \quad (1)$$

Полученная математическая модель регулируемого конвективного теплообмена позволила провести аналитическое исследование конвективного теплообмена в камере охлаждения. Результаты аналитического исследования конвективного теплообмена в камере охлаждения при поддержании постоянной в процессе охлаждения скорости воздуха  $W$ , м/с для слитка диаметром  $d = 0,24$  м приведены на рис. 2.

Представленные на рис. 2 зависимости показывают, что при поддержании постоянной скорости охлаждающего воздуха  $w = const$  в процессе охлаждения не удаётся обеспечить заданную технологией скорость охлаждения  $T/\tau = 70^\circ\text{C}/\text{ч}$ , что приводит к снижению качества продукции вследствие закалки слитков. Кроме этого, сохранение постоянной скорости воздуха  $w = const$  увеличивает продолжительность периода охлаждения.

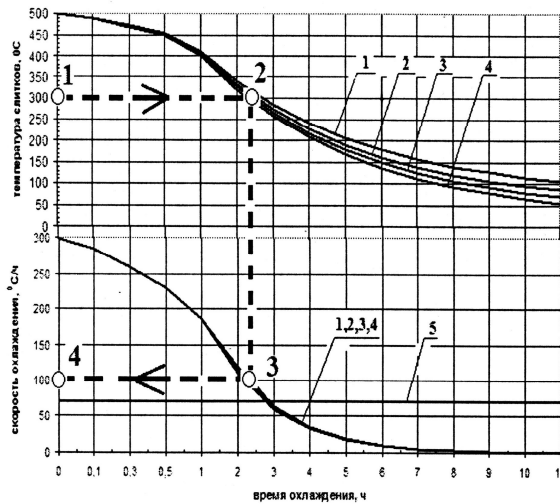


Рис. 2. Изменение температуры и скорости охлаждения слитков от продолжительности охлаждения при постоянной скорости охлаждения  $W = 1,1 \text{ м/с}$  (1,2,.....,4-номера слитков, 5 - максимальная скорость охлаждения)

В целях повышения качества продукции и предотвращения закалки алюминиевых слитков предложен алгоритм обеспечения номинальной скорости охлаждения каждого из алюминиевых слитков любого ряда во временной динамике процесса их охлаждения путём регулируемого конвективного теплообмена в горизонтальной камере охлаждения, учитывающего высоту канала между рядами слитков, их диаметр, изменение скорости воздуха в процессе охлаждения слитков.

Согласно уравнениям математической модели температура воздуха при его течении от слитка к слитку увеличивается, а перепад температуры между слитками и воздухом в ряду, наоборот, уменьшается. Тогда каждый последующий слиток будет иметь более высокую температуру по сравнению с предыдущим. Это приводит к тому, что слитки будут недоохлаждаться, и для каждого последующего слитка величина недоохлаждения будет увеличиваться.

С учётом этого, регулирование скорости охлаждения осуществляется путём регулирования скорости воздуха: сначала по температуре первого слитка до момента его охлаждения до  $300^\circ\text{C}$  таким образом, чтобы она не превысила своё номинальное

значение, то есть  $T_i/\tau \leq 70^\circ\text{C/ч}$ . После этого предлагается переходить на регулирование скорости охлаждения по второму слитку путём изменения скорости воздуха, таким образом, чтобы она не превысила своё номинальное значение, то есть  $T_i/\tau \leq 70^\circ\text{C/ч}$ , и так до охлаждения последнего в ряду слитка до температуры  $300^\circ\text{C}$ . После этого скорость воздуха, а следовательно, скорости охлаждения увеличиваются до максимально возможного значения, поскольку при достижении температуры последнего в ряду слитка до величины  $300^\circ\text{C}$  эффекта закаливания алюминия, а следовательно, потери качества не наступает.

С целью проверки правильности предлагаемого метода было проведено аналитическое исследование регулируемого конвективного теплообмена в камере охлаждения при переменной скорости воздуха  $W$ , м/с для слитка диаметром  $d = 0,24$  м с высотой канала  $\delta = 0,1$  м. Результаты приведены на рис.3.

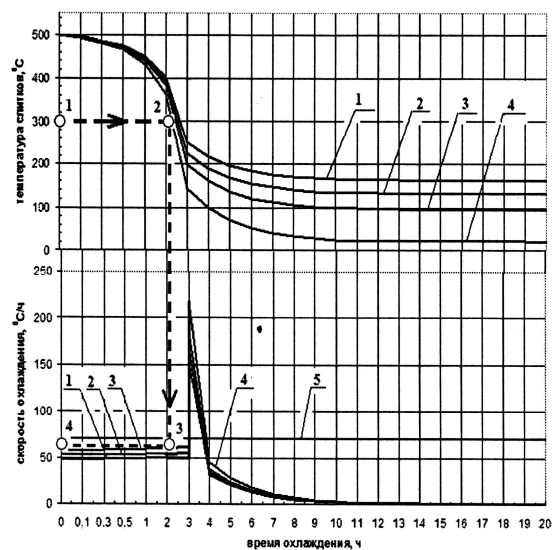


Рис. 3. Зависимость температуры и скорости охлаждения слитков от времени охлаждения,  $d = 0,24 \text{ м}$ ,  $\delta = 0,1 \text{ м}$  при переменной скорости воздуха  $W$  (1,2,.....,8 - номера слитков)

Графики изменения температуры и скорости охлаждения слитков, представленные на рис. 3, подтверждают влияние переменной скорости охлаждающего воздуха  $W$ , м/с на скорость охлаждения слитков  $T/\tau$ ,  $^\circ\text{C/ч}$  и время охлаждения  $\tau$ , ч. Поддержание расчётной скорости воздуха

при охлаждении слитков до 300°C позволяет выдерживать скорость их охлаждения, не приводящую к их закалке и тем самым повышать выработку качественной продукции. Увеличение скорости воздуха до максимальной после охлаждения слитков ниже 300°C позволяет существенно ускорить процесс охлаждения. Общее время охлаждения определяется только заданной технологией конечной температурой слитков.

Для доказательства достоверности математической модели теплообмена было проведено экспериментальное исследование. Экспериментальная камера охлаждения (рис. 4) состояла из рабочего пространства, раздающего и собирающего газоходов, приборов для измерения температуры слитков (термопары ТХА, измеритель-регулятор 2ТРМ1) и скорости воздуха (трубка Прандтля - электронный манометр).

Сопоставление расчётной температуры слитков и полученных экспериментальных данных для одной точки измерения представлено на рис. 5.

Среднее расхождение между теоретическими и экспериментальными данными составляет 34%.

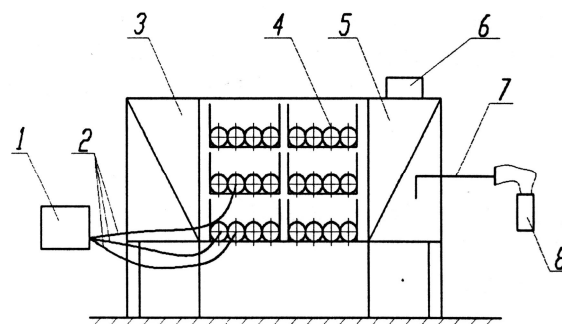


Рис. 4. Схема экспериментальной камеры охлаждения алюминиевых слитков:

(1-измеритель-регулятор 2ТРМ1, 2-термопары ТХА, 3-собирающий газоход, 4-алюминиевые слитки, 5-раздающий газоход, 6-вентиляторы, 7-трубка Прандтля, 8-электронный манометр Comarc C9557)

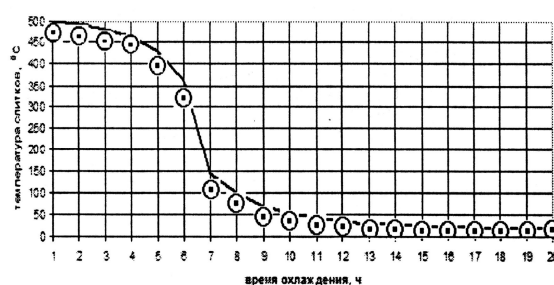


Рис. 5. Сравнение температур слитка: сплошная линия – расчётные значения, точки – экспериментальные данные

Полученная погрешность позволяет рекомендовать полученную математическую модель к применению в проектной и эксплуатационной практике.

### Библиографический список

1. Горшенин А.С. Математическое моделирование теплообмена при охлаждении ряда алюминиевых слитков // Вестник СГАУ. 2012. № 2(33). С. 179-183.
2. Горшенин А.С. Математическая модель охлаждения алюминиевого слитка после гомогенизационного отжига // Ма-

териалы международной научно практической конференции «Современные проблемы и пути их решения в науке, транспорте, производстве и образовании». Одесса: Одесский нац. морской ун-т, 2011. С. 3-5.

### Информация об авторах

**Горшенин Андрей Сергеевич**, кандидат технических наук, заместитель заведующего кафедрой «Промышленная теплоэнергетика», Самарский государственный технический университет. E-mail: [andersonagl@yandex.ru](mailto:andersonagl@yandex.ru). Область научных интересов: изучение и оптимизация процессов теплообмена в конвективных печах для термической обработки алюминия.

**Кривошеев Владимир Евгеньевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика», Самарский государственный технический университет. E-mail: [pt@samgtu.ru](mailto:pt@samgtu.ru). Область научных интересов: изучение теплообмена в печах и котельных установках.

**MATHEMATICAL MODELING AND INVESTIGATION  
OF THE PROCESS OF THERMAL TREATMENT OF ALUMINUM INGOTS  
ON THE BASIS OF REGULATED CONVECTIVE HEAT TRANSFER**

© 2014 A.S. Gorshenin, V.E. Krivosheev

Samara State Technical University, Samara, Russian Federation

Existing cooling technology of cylindrical aluminum ingots don't provide the same speed of the temperature in all parts of the ingots. The most appropriate use for cooling of ingots special camera. Existing calculation methods and modes of cooling, which take into account the geometric characteristics of the charge and a cooling chamber, and would provide the same cooling rate in all parts of the bars are missing. Therefore, the authors addressed the issue of mathematical modeling of the process of cooling aluminum ingots on the basis of the regulated convective heat transfer. When developing mathematical models were formulated assumptions, mathematical and physical formulation of the problem. The mathematical model included the analytical model of heat transfer in the system aluminum ingots - cooling air, the system of differential equations, initial and boundary conditions. A mathematical model has allowed to carry out an analytical study of the cooling process with constant and variable operating conditions and design factors such as the speed of the cooling air, the diameter of the bars and the height of the channel between the bars. An analytical study has allowed to formulate the algorithm, providing a nominal speed of each cooling of the ingot in a horizontal row by controlled cooling. To prove the validity of the analytical model was performed experimental study. The discrepancy between experimental data and analytical values averaged 34%.

*Mathematical model, adjustable convective heat transfer, cooling rate.*

**References**

1. Gorshenin A.S. Mathematical modeling of heat transfer in the cooling of a number of aluminium ingots // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2012. № 2(33). P. 179-183. (In Russ.)
2. Gorshenin, A.S. Mathematical model cooling aluminum ingot after the homogenization annealing // Materials of international scientific-practical conference «Modern problems and ways of their solving in science, transport, production and education, 2011». Odessa: Odesskiy natsional'nyy morskoy universitet Publ., 2011. P. 3-5. (In Russ.)

**About the authors**

**Gorshenin Andrey Sergeevich**, Candidate of Science (Engineering), deputy head of heat and power engineering department, Samara State Technical University. E-mail: [andersonag1@yandex.ru](mailto:andersonag1@yandex.ru). Area of Research: study of heat exchange in convective furnaces for aluminum thermal treatment and optimization of this process.

**Krivosheev Vladimir Evgenievich**, Candidate of Science (Engineering), associate Professor of the department «Industrial heat power engineering», Samara State Technical University. E-mail: [pt@samgtu.ru](mailto:pt@samgtu.ru). Area of Research: study of heat transfer in furnaces and boilers.

УДК: 621.1.001:621.438:539.431

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ МАЛОЦИКЛОВОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ УРАВНЕНИЯ МЭНСОНА

© 2014 А.М. Портер<sup>1</sup>, С.А. Букатый<sup>2</sup>, Д.П. Лёшин<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск Ярославской области

<sup>2</sup>Рыбинский государственный авиационный технический университет  
имени П.А.Соловьёва

Рассматривается прогнозирование малоциклового долговечности образцов и дисков газотурбинных двигателей (ГТД) методом универсальных наклонов – на основе уравнения Мэнсона и его различных модификациях. Уравнение Мэнсона получено в результате испытаний стандартных образцов на растяжение-сжатие, т.е. при одноосном напряжённом состоянии и симметричном цикле нагружения. При сложном напряжённо-деформированном состоянии в модификации уравнения введено среднее напряжение цикла, но чёткие рекомендации его определения отсутствуют. В работе предложены различные варианты представления среднего напряжения. За основу верификации различных модификаций были приняты результаты испытаний стандартных образцов с круглым сечением, образцов с замком «ласточкин хвост», вырезанных из дисков компрессора, а также натуральных дисков новых и бывших в эксплуатации. Испытания проводили при отнулевом цикле нагружения, приближенном к реальным условиям работы основных деталей ГТД. Путём сравнения результатов расчётов с экспериментальными данными выявлены наиболее эффективные варианты уточнения уравнения Мэнсона. При этом установлено значительное влияние на малоцикловую долговечность не только величины деформаций деталей, но и типа напряжённо-деформированного состояния. Поэтому наиболее эффективным оказалось использование интенсивностей напряжений. Установлено также, что уточнение уравнения, введённое Мэнсоном и Муралидхараном, применимо только для напряжённых состояний, близких к плоскому.

*Малоцикловая усталость, уравнение Мэнсона, образцы и диски ГТД, испытания на малоцикловую усталость, прогнозирование долговечности, среднее напряжение.*

В настоящее время основным методом расчёта малоциклового долговечности ответственных деталей ГТД является предложенный С.С. Мэнсоном метод универсальных наклонов [1]. При сложном напряжённом состоянии (НС), характерном для основных деталей ГТД в зонах концентрации напряжений, в ЦИАМ после специальных исследований было получено модифицированное уравнение [2]

$$\Delta \varepsilon = \frac{3.5(\sigma_{\text{дл}} - \sigma_m)}{E(t)} \cdot N^{-0.12} + \left( \ln \frac{1}{1 - \Psi(t)} \right)^{0.6} \cdot N^{-0.6}, \quad (1)$$

где  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла нагружения, а размах деформации  $\Delta \varepsilon$  включает интенсивности размахов упругой и пластической составляющих деформаций:

$$\Delta \varepsilon = \frac{3}{2(1 + \mu)} \Delta \varepsilon_i^e + \Delta \varepsilon_i^{pl}. \quad (2)$$

Уравнение Мэнсона было получено при одноосном НС в процессе испытаний стандартных образцов на растяжение-сжатие при симметричном цикле нагружения. В этом случае  $\sigma_m = (\sigma_{\text{нагр}} + \sigma_{\text{разгр}})/2$ .

Но при сложном напряжённо-деформированном состоянии (НДС) чёткие рекомендации отсутствуют. Предлагается использовать наибольшее значение в цикле величины  $\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$  при условии, что  $\sigma_m > 0$ . Но практика показывает, что результаты расчётов долговечности в ряде случаев значительно отличаются от результатов, полученных из эксплуатации двигателей, а также при испытании опытных образцов и деталей на малоцикловую усталость (МЦУ). В 1988 г. с целью повышения точности прогнозирования малоциклового долговечности сделано уточнение уравнения Мэнсона [3], исключающее использование  $\sigma_m$ . Поэтому в данной работе поставлена задача рассмотреть различные варианты определения среднего напряжения, а также уравнение [3], и сравнить результаты расчётов с результатами испытаний образцов и дисков, проведённых в Научно-производственном объединении «Сатурн». На основе анализа имеющихся рас-

чѐтных и экспериментальных данных испытаний можно сделать оценку эффективности применения уравнения Мэнсона и выбрать наиболее оптимальный вариант прогнозирования МЦУ деталей ГТД. Поскольку НДС основных деталей ГТД в рабочем цикле близко к жѐсткому отнулевому циклу нагружения, то циклы нагружения опытных образцов и дисков приближали к рабочим. Для исключения дополнительных эффектов испытываемые детали и образцы упрочнению поверхностным пластическим деформированием (обдувка микрошариками и др.) не подвергались. Указанные выше расчѐты малоциклового долговечности для различных вариантов представления  $\sigma_m$  осуществлялись в системе MathCad. Необходимые данные НДС в наиболее напряжѐнных местах образцов и дисков были получены расчѐтами в системе ANSYS.

#### Экспериментальные исследования

Для проведения сравнительных испытаний использовались стандартные круглые образцы диаметром 6,25 мм из материала ВТЗ-1, а также образцы с замком «ласточкин хвост» (рис. 1). Заготовки для стандартных образцов вырезали из полотна и ободной части дисков первой ступени КНД двигателя Д-30КУ-154, что позволило в дальнейшем оценить малоцикловую прочность материала дисков соответственно в радиальном и окружном направлениях. В соответствии с расчѐтными данными напряжѐнное состояние указанных участков не превышало 305 МПа, что даёт основание считать, что предварительная наработка при эквивалентных циклических испытаниях (ЭЦИ) или в составе двигателя не должна влиять на результаты испытаний на МЦУ.

Образцы с замком «ласточкин хвост» также вырезали из аналогичных дисков. Схема вырезки образцов показана на рис. 2. Для изготовления образцов использовались диски: а) новый без наработки (брак при изготовлении); б) прошедший ЭЦИ на УИР-3; в) бывший в эксплуатации на двигателе с наработкой 17995 часов / 5545 циклов. Все испытания

на МЦУ образцов и дисков проводились в нормальных условиях при температуре  $\sim 20^\circ\text{C}$ . Испытания стандартных образцов проводили по отнулевому трапецеидальному циклу с выдержкой 0,5 с при максимальной нагрузке деформацией  $\Delta\varepsilon$ , равной 0,008; 0,010; 0,012 и 0,014 мм.

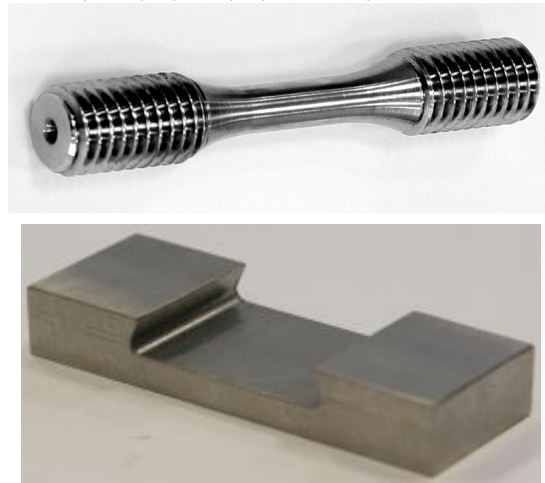


Рис. 1. Опытные образцы стандартные и с замком «ласточкин хвост» из сплава ВТЗ-1 для испытаний на МЦУ

Образцы с замком нагружали при консольной схеме крепления (рис. 3) на установке фирмы MTS модели 322 с толкающим усилием  $P = 2,5 \pm 0,1$  кН по отнулевому трапецеидальному циклу нагружения частотой  $f = 0,25$  Гц. Уровень напряжений  $\sigma_{\max} = 1140 \pm 14$  МПа контролировали тензометрическим методом.

Результаты испытаний указанных выше образцов приведены в табл. 1 и 2. Из таблицы 1 следует, что рассеяние результатов испытаний стандартных образцов из заготовок, вырезанных в радиальном и окружном направлениях, практически одинаково. Это свидетельствует об однородности прочностных свойств материала дисков компрессора.

Результаты испытаний образцов с замком «ласточкин хвост» (табл. 2) из диска без наработки и из дисков с различной наработкой (ЭЦИ на стенде УИР-3 и на двигателе) близки по величине. Это можно объяснить тем, что предварительная наработка была далека от предельной, и до изготовления опытных образцов и последующего проведения сравнительных испытаний был значительный период вылёживания дисков и «отдыха» материала.

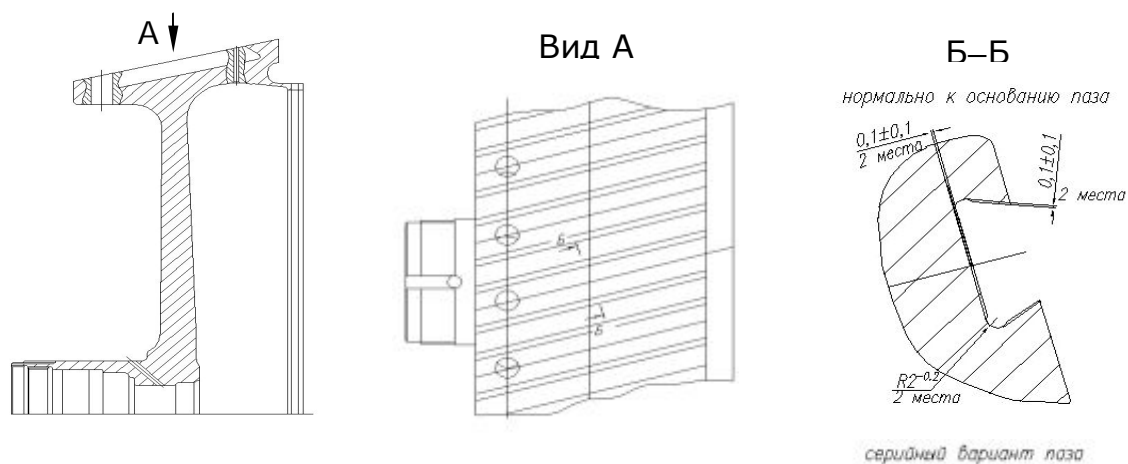


Рис. 2. Схема вырезки образцов с замком «ласточкин хвост»



Рис. 3. Нагружение образцов с замком «ласточкин хвост»

Следовательно, предварительная наработка проявила «эффект циклического упрочнения» материала [4], т.е. частично компенсировала его повреждаемость и привела к некоторому увеличению долговечности образцов, соизмеримой с долговечностью образцов из диска без наработки. С учётом предварительной наработки общее среднее количество циклов до разрушения возрастает до 20474 циклов, что существенно превышает количество цик-

лов для образцов из нового диска – 14756 циклов. Этот факт так же подтверждает влияние "эффекта циклического упрочнения". Но ограниченное количество испытаний не позволяет в настоящее время сделать окончательный вывод об эффективности «тренировки» дисков. Для подтверждения приведённых выше гипотез необходимо провести дополнительные исследования, положительные результаты которых могут служить основанием для введения в технологические процессы операции предварительной «тренировки» дисков и других основных деталей для повышения их долговечности в соответствии с патентом [5].

Наряду с испытаниями образцов были проведены ЭЦИ на стенде УИР-3: двух дисков 1 ступени КНД (материал ВТЗ-1) с приблизительно одинаковой предварительной наработкой порядка 3500 циклов в составе двигателей Д-30КУ-154; одного диска 0 ступени двигателя М70ФРУ (материал ВТ22И); 2 диска 9 и 10 ступеней, а также 3 варианта дисков 11 ступени КВД двигателя Д-30КУ-154 (материал ЭИ-961Ш). Испытания дисков 11 ступени проводили после следующих ремонтных доработок: 1-й доработки – прошивки переднего и заднего ряда шлиц на радиус  $R = 0,65 \pm 0,1$  мм; 2-й доработки – срезки заднего ряда и аналогичной прошивки переднего ряда шлиц; 3-й (окончательной) доработки – прошивки переднего и срезки заднего ряда шлиц со вставкой вместо не-



го кольца. Необходимость указанных доработок дисков обусловлена появлением трещин после ~2000 циклов нагружения:

после 1-й доработки – в заднем ряде шлиц; после 2-й доработки – в контрольных отверстиях диска.

Таблица 1 - Результаты испытаний на МЦУ стандартных круглых образцов из дисков 1-ступени КНД двигателя Д-30КУ-154, материал ВТЗ-1

№ образца	Количество циклов до разрушения (индексы р и о обозначают радиальное и осевое направления вырезки заготовок образцов)			
	Нагружение растяжением по отнулевому циклу деформацией $\Delta\varepsilon$ , еод			
	$\Delta\varepsilon = 0,008$	$\Delta\varepsilon = 0,010$	$\Delta\varepsilon = 0,012$	$\Delta\varepsilon = 0,014$
1	8698 <sub>р</sub>	13532 <sub>р</sub>	8851 <sub>р</sub>	3238 <sub>р</sub>
2	12056 <sub>р</sub>	9472 <sub>р</sub>	4061 <sub>р</sub>	2671 <sub>р</sub>
3	17562 <sub>р</sub>	11389 <sub>р</sub>	5672 <sub>о</sub>	2377 <sub>о</sub>
4	13572 <sub>о</sub>	9502 <sub>р</sub>	7122 <sub>о</sub>	2827 <sub>о</sub>
5	17260 <sub>о</sub>	8838 <sub>р</sub>	6369 <sub>о</sub>	2896 <sub>о</sub>
6		6032 <sub>р</sub>		2935 <sub>о</sub>
7		11540 <sub>о</sub>		
8		9982 <sub>о</sub>		
9		13394 <sub>о</sub>		
Среднее количество циклов	13830	10409	6415	2824

Таблица 2 - Результаты испытаний на МЦУ опытных образцов с замковым пазом «ласточкин хвост» из дисков 1-ступени КНД двигателя Д-30КУ-154, материал ВТЗ-1

№ образца	Количество циклов до разрушения		
	Образцы из диска без наработки	Образцы из диска с наработкой при ЭЦИ 9658 циклов	Образцы из диска с наработкой в эксплуатации 17995 час/5545 циклов
1	14629	12909	9666
2	14242	9600	20900
3	10247	–	13344
4	19907	–	–
Среднее количество циклов	14756	11255	14637
Общее среднее количество циклов	14756	$N_{cp} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 N_i = 13284$ циклов	
Среднее количество циклов с учётом предварительной наработки	14756	$N_{cp} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 N_i = 20474$ циклов	

Кроме вышеуказанных, были проведены испытания диска 0 ступени двигателя ГТД-10 РМ на стенде УИР-2, отличающиеся по уровню нагружения. Результаты испытаний дисков приведены в табл. 3. Следует отметить различие типов НС: в круглых образцах одноосное, в образцах с замковым пазом «ласточкин хвост» близкое к плоскому и в зонах концентрации напряжений дисков объёмное,

что повлияло соответственно и на результаты испытаний. Отметим, что тип НС в уравнении Мэнсона не учитывается. Неясен также вопрос – как учитывать предварительную наработку дисков при ЭЦИ или в эксплуатации до начала испытаний на МЦУ, которым предшествовал значительный период вылёживания и "отдыха". В данной работе осуществляли суммирование всех циклов.

Таблица 3 - Результаты испытаний на МЦУ дисков ГТД на стендах УИР-2 и УИР-3

Наименование дисков	Количество циклов до появления трещины в дисках при ЭЦИ						
	1 ступень КНД Д-30КУ-154 с предв. наработкой ~3500 цикл. материал ВТ3-1	0 ступень М70ФРУ без предв. наработки материал ВТ-22	9 и 10 ст. КВД Д-30КУ-154 с предв. наработкой ~4300 циклов материал ЭИ961-Ш	0 ступень ГТД-10 РМ без предв. наработки материал ВТ-6	11 ступень КВД Д-30КУ-154 материал ЭИ961-Ш		
					После 1-й доработки с предв. наработкой ~1370 циклов	После 2-й доработки с предв. наработкой ~2220 циклов	После полной доработки с предв. наработкой ~1370 циклов
1	5874	1710	~17200	9442	2000	2000	>23500
2	7635	–	~17200	–	2000	2000	>23500
Среднее количество циклов	6755	1710	~17200	9442	2000	2000	>23500
Количество циклов с учётом предварительной наработки	10255	1710	~21500	9442	~3400	~4300	>24870

**Расчёт малоциклового долговечности**

Модифицированное в ЦИАМ уравнение Мэнсона (1) с учётом (2) связывает число циклов до появления трещины  $N$  с характеристиками материала и параметрами НДС детали в расчётном цикле. При этом часто результаты расчётов значительно отличаются от экспериментов. Поскольку метод универсальных наклонов представляет общий подход к оценке МЦУ и в настоящее время не существует чётких рекомендаций по определению  $\sigma_m$ , то рассматривались различные варианты представления  $\sigma_m$  через главные напряжения. В процессе расчётов было установлено большое влияние на прогнозируемую МЦУ следующих механических характеристик (по степени влияния): пределов прочности  $\sigma_b$  и длительной прочности  $\sigma_{дл}$ , коэффициентов относительного сужения  $\psi$  и Пуассона  $\mu$ . Поэтому в расчёт принимались индивидуальные данные из паспорта на соответствующий диск. Из условия обеспечения надёжности и работоспособности деталей при рассеянии механических свойств в расчётах использовались их минимальные значения и учитывались результаты, удовлетворяющие условию безопасности  $n = N_{расч.}/N_{экспер.} \leq 1$ . Необходимо учитывать также, что появление трещины определялось визуально, но после появления

трещины детали продолжают «работать» до достижения трещиной критической величины. В результате предварительных расчётов с различными выражениями  $\sigma_m$  были установлены три варианта представления  $\sigma_m$  (табл. 4), к которым для сравнения был добавлен четвёртый вариант, соответствующий уточнённому уравнению Мэнсона-Муралидхарана [3]. В выражениях для  $\sigma_m$  индексы "н" и "р" обозначают соответственно напряжения при нагружении и разгрузке. При этом для интенсивности напряжений  $\sigma_{ин}$  и  $\sigma_{р}$  использовали выражение

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{13})^2}. \quad (3)$$

Таблица 4 - Варианты расчёта МЦУ

№ варианта	Выражения $\sigma_m$ и уравнения
1	$\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_н / 3$ по [2]
2	$\sigma_m = (\sigma_{ин} + \sigma_{р}) / 2$
3	$\sigma_m = (\sigma_{ин} - \sigma_{р})$
4	уравнение Мэнсона-Муралидхарана [3]

Улучшенное уравнение Мэнсона-Муралидхарана [3] имеет вид

$$\Delta \varepsilon = 1.17 \left[ \frac{\sigma_B}{E} \right]^{0.832} N^{-0.09} + 0.0266 D^{0.155} \left[ \frac{\sigma_B}{E} \right]^{-0.53} N^{-0.56}, \quad (4)$$

где  $\sigma_b$  – предел прочности,  
 $D = \ln(1/(1-\psi))$  – пластичность материала.

При шаговом расчёте НДС в цикле нагружения образцов и дисков в системе ANSYS часто пластические деформации при нагружении и разгрузке получаются одинаковыми, что приводит к нулевым размахам интенсивности пластических деформаций. Поэтому, чтобы не исключать влияние пластических деформаций на малоцикловую долговечность, в соответствии с (2) они учитывались в размахе деформаций полностью. Очевидно, в процессе жёсткого циклического нагружения происходит перераспределение упругой и пластической составляющих размаха деформаций, учесть которое более точно пока нет возможности.

Это, по-видимому, является одной из причин в ряде случаев существенного расхождения результатов расчёта и эксперимента, поскольку уменьшение доли пластической деформации влечёт увеличение доли упругой деформации, участие которых в размахе в соответствии с (2) не пропорционально. Результаты расчётов приведены в табл. 5. Как образцы, так и диски различались по уровню нагружения в цикле, которое можно разделить на уровни с малыми, средними и большими пластическими деформациями. Поэтому для оценки вариантов расчёта условно введена следующая классификация нагружения в зависимости от интенсивности пластических деформаций: малые пластические деформации (МПД) –  $\varepsilon_i^p < 0,001$ ; средние (СПД) –  $0,001 \leq \varepsilon_i^p < 0,003$  и большие (БПД) –  $\varepsilon_i^p \geq 0,003$ .

Таблица 5 - Результаты испытаний и расчётов малоцикловой долговечности образцов и дисков ГТД

Наименование объекта исследований		Интенсивность пластических деформаций $\varepsilon_i^p \cdot 10^{-3}$		$N_{\text{эксп}}$	Величина $n$ отношения циклов до разрушения: $n = N_{\text{расч}} / N_{\text{эксп}}$				
					Варианты расчётов				
					1	2	3	4	
Стандартные образцы	$\Delta\varepsilon = 0,008$	МПД	0,154	13830	1,485	0,723	1,275	13,89	
	$\Delta\varepsilon = 0,010$	СПД	1,189	10409	0,672	0,349	0,082	2,803	
	$\Delta\varepsilon = 0,012$	БПД	3,010	6415	0,546	0,321	0,095	1,298	
	$\Delta\varepsilon = 0,014$	БПД	4,976	2824	0,686	0,445	0,159	1,058	
Образцы с пазом «ласточкин хвост» из дисков без наработки (верхние) и с предварительной наработкой (нижние результаты)		СПД	1,691	14756	0,140	0,146	0,064	0,945	
				20474	0,101	0,105	0,046	0,681	
1 ступень КНД Д-30КУ-154 с наработкой ~3500 циклов		МПД	0,107	10255	3,204	3,203	0,387	97,3	
0 ступень материал ГТД-10 РМ без предвар. наработки		СПД	1,927	9442	1,875	1,695	0,797	18,4	
9 и 10 ст. Д-30КУ-154 с наработкой ~4300 циклов				2,002	21500	0,446	0,421	0,272	3,565
0 ступень М70ФРУ без наработки		БПД	3,920	1710	1,167	1,106	0,730	1,508	
11 ступень КВД Д-30КУ-154	После 1-й доработки с наработкой ~1370 циклов			7,512	3380	0,564	0,476	0,738	0,441
	После 2-й доработки с наработкой ~2220 циклов			5,588	4300	0,843	0,574	0,811	0,676

Анализ результатов позволил выделить варианты и области применения уравнения Мэнсона в зависимости от величины  $\varepsilon_i^p$  при нагружении, которые приведены в табл. 6.

Таблица 6 - Варианты и области применения уравнения Мэнсона

Наименование объекта исследований	Величина интенсивности пластических деформаций $\varepsilon_i^p$		
	МПД	СПД	БПД
Стандартные круглые образцы	2	1	1
Образцы с замком «ласточкин хвост»	–	4	–
Диски ГТД	3	3	3
МПД – $\varepsilon_i^p < 0,001$ ; БПД – $\varepsilon_i^p \geq 0,003$ ; СПД – $0,001 \leq \varepsilon_i^p < 0,003$			

### Выводы

1. Применение модифицированного уравнения Мэнсона [2] обеспечивает удовлетворительную достоверность только для стандартных круглых образцов при НС, близким к одноосному при средних и

больших пластических деформациях: при  $\varepsilon_i^p \geq 0,001$ .

2. Уточнённое уравнение Мэнсона-Муралидхарана [3] показало удовлетворительную точность только для образцов с замковым пазом «ласточкин хвост», НС которых близко к плоскому при средних пластических деформациях:  $0,001 \leq \varepsilon_i^p < 0,003$ .

3. Для всех исследованных дисков, НС которых в области концентраторов напряжений является объёмным, независимо от уровня пластических деформаций наиболее достоверные результаты по прогнозированию МЦУ показал третий вариант, в котором для определения среднего напряжения используется разность (размах) интенсивностей напряжений при нагружении и разгрузке дисков:  $\sigma_m = (\sigma_{in} - \sigma_{ip})$ .

4. Малоцикловая усталость материала ВТЗ-1 дисков первой КНД двигателя Д-30КУ-154 в радиальном и окружном направлениях практически одинакова.

### Библиографический список

1. Manson S.S. Fatigue: A Complex Subject—Some Simple Approximations // Experimental Mechanics. 1965. V. 5, no. 7. P. 193-226.

2. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчёт на прочность вращающихся дисков М.: Машиностроение, 1978. 247 с.

3. Муралидхаран У., Мэнсон С. Модифицированное уравнение с универсальными показателями степени для оценки усталостных характеристик металлов // Теоретические основы инженерных расчётов. 1988. № 4. С. 87-92.

4. Портер А.М., Букатый С.А., Округин А.А. Исследование процессов накопления повреждений и разрушения валов и дисков ГТД из материалов ЭИ-961 в зависимости от длительности действия максимальных напряжений в цикле нагружения // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии имени П.А. Соловьёва. 2008. № 2(14). С. 65-74.

5. Кузменко М.Л., Матвеев Г.П., Портер А.М., Букатый С.А. Способ упрочнения деталей. Пат. РФ № 2431687; опубл. 20.10.2011; бюл. № 29.

### Информация об авторах

**Портер Александр Маркович**, кандидат технических наук, начальник отдела «КО Анализа и управления ресурсом», Научно-производственное объединение «Сатурн». E-mail: [aleksandr.porter@npo-saturn.ru](mailto:aleksandr.porter@npo-saturn.ru); [alporter@rambler.ru](mailto:alporter@rambler.ru). Область научных интересов: надёжность и

ресурс ГТД, малоцикловая и длительная прочность.

**Букатый Станислав Алексеевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «ТМиСМ», Рыбинский государственный авиационный технический университет. E-mail: [bukaty\\_sa@mail.ru](mailto:bukaty_sa@mail.ru). Область научных интересов: остаточные

напряжения и деформации, упрочняющие технологии, малоцикловая усталость, механика разрушения.

**Лёшин Дмитрий Павлович**, инженер-конструктор первой категории «КО

Анализа и управления ресурсом», Научно-производственное объединение «Сатурн». Область научных интересов: надёжность и ресурс ГТД, малоцикловая и длительная прочность.

## **RESEARCH OF THE VALIDITY OF FORECASTING LOW CYCLE DURABILITY OF GAS TURBINE ENGINE PARTS BASED ON MANSON'S EQUATION**

© 2014 A.M. Porter<sup>1</sup>, S.A. Bukatyi<sup>2</sup>, D.P. Leshin<sup>1</sup>

<sup>1</sup>“NPO “Saturn” Corporation, Rybinsk, Russian Federation

<sup>2</sup>Rybinsk State Aviation Technical University in the name of P.A. Solov'yev, Rybinsk, Russian Federation

The article presents the prediction of low-cycle durability of gas turbine discs and test samples by the method of universal tilt – on the basis of the Manson equation and its various modifications. Manson equation obtained by testing of standard specimens in stretching-compression, i.e. an uniaxial stress state and the symmetric cycle of loading. Under complex stress-strain state in the modification of the equations embeded the mean stress of the cycle, but clear guidance for determining it are missing. In this paper we proposed different ways to imagine the average stress. On the basis of verification of various modifications were adopted, the results of tests of standard specimens with circular cross-sections, samples of the lock "swallow's tail" cut from the disks of the compressor, as well as full-scale drive of new and used. The test was carried out from zero cycle of loading close to the real operating conditions of main parts of the gas turbine engine. By comparison of calculation results with the experimental data revealed the most effective ways to refine the Manson equations. It was found a significant effect on low cycle durability of not only the magnitude of deformation of the parts, but the type of stress-strain state. Therefore, the most effective was the using of the stress intensities. It was also established that the refinement equation, introduced by Manson and Muralidharan applicable only for stress states that are close to flat.

*Low-cycle fatigue, equation Manson, samples and gas turbine discs, low-cycle fatigue testing, forecasting of durability, average stress.*

### **References**

1. Manson S.S. Fatigue: A Complex Subject-Some Simple Approximations // *Experimental Mechanics*. 1965. V. 5, no. 7. P. 193-226.
2. Demiyanushko I.V., Birger I.A. Raschet na prochnost' vrashchayushchikhsya diskov [The strength calculation of rotating discs]. M.: Mashinostroenie Publ., 1978. 247 p.
3. Muralidharan U., Manson S.S. The modified equation with universal exponents to evaluate the fatigue characteristics of metals // *Journal of engineering for industry. Transactions of the ASME. Series B*. 1988. No. 4. P. 87-92. (In Russ.)
4. Porter A.M., Bukatyi S.A., Okrugin A.A. Study of the processes of damage accumulation and fracture of gas turbine shaft and disc from materials of EI-961 depending on the duration of action of the maximum stress in the cycle of loading // *Vestnik RGATU*. 2008. No. 2(14). P. 65-74. (In Russ.)
5. Kuzmenko M.L., Matveenko, G.P., Porter A.M., Bukatyi S.A. Spособ uprochneniya detalej [The method of parts hardening]. Pat. RF, no. 2431687, 2011. (Publ. 20.10.2011, bull. no. 29).

### **About the authors**

**Porter Alexander Markovich**, Candidate of Science (Engineering), Chief of Design Department of the Analysis and Management of a Resource "NPO "Saturn" Corporation. E-mail: [aleksandr.porter@npo-saturn.ru](mailto:aleksandr.porter@npo-saturn.ru); [alporter@rambler.ru](mailto:alporter@rambler.ru). Area of Research: Gas turbine reliability and durability, low-cycle fatigue and long-term strength.

**Bukatyi Stanislav Alekseevich**, Doctor of Science (Engineering), Professor of FSEE HPE «Rybinsk State Aviation Tech-

nical University University in the name of P.A. Solovyev». E-mail: [bukaty\\_sa@mail.ru](mailto:bukatya_sa@mail.ru). Area of Research: Residual stress and strains, strengthening technologies, low-cycle fatigue, fracture mechanics.

**Leshin Dmitriy Pavlovich**, Chief engineer of the Analysis and Management of a Resource "NPO "Saturn" Corporation. Area of Research: Gas turbine reliability and durability, low-cycle fatigue and long-term strength.

УДК 622.691.4

## ОЦЕНКА СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ УЧАСТКОВ ЛИНЕЙНОЙ ЧАСТИ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ С КОЛОНИЕЙ КОРРОЗИОННЫХ ТРЕЩИН

© 2014 В.А. Субботин<sup>1</sup>, И.В. Щербо<sup>2</sup>, С.А. Холодков<sup>2</sup>, М.Г. Гиорбелидзе<sup>2</sup>

<sup>1</sup>«Газпром трансгаз Самара»

<sup>2</sup>Инженерно-технический центр «Газпром трансгаз Самара»

В статье представлен апробированный аналитический аппарат для определения сложного напряжённого состояния в материале линейной части магистрального газопровода с коррозионным растрескиванием под напряжением в виде колонии трещин. Определены критические напряжения и получена аналитическая зависимость для расчёта допустимого внутреннего давления для повреждённого трубопровода, не удовлетворяющего условиям прочности. Приведённая расчётная модель напряжённого состояния отличается от своих аналогов тем, что не ограничивается стандартными приёмами, основанными только лишь на ослаблении сечения, а учитывает концентрацию напряжений в зоне с поверхностным дефектом, что положительно сказывается на точности определяемых параметров. Введённые дополнительные условия при выборе допускаемых напряжений обеспечивают корректность прочностного расчёта, особенно в тех случаях, когда в стенке трубопровода имеются коррозионные трещины с относительно большой глубиной. Помимо этого, в представленном способе имеется возможность учесть влияние термической составляющей на сложное напряжённое состояние. Изложенный теоретический аппарат нашёл подтверждение при конечно-элементном моделировании в программной среде Ansys Mechanical. Результатами практической реализации данной работы являются приведённые рекомендации по оценке технического состояния труб с трещиноподобными дефектами различной природы, а также определение величины максимального разрешённого рабочего давления, удовлетворяющего условиям прочности при эксплуатации магистрального газопровода, подверженного коррозионному растрескиванию под напряжением.

*Магистральный газопровод, прочность, критическое напряжение, концентратор напряжения, критерий пластичности, допустимое давление, техническое состояние.*

Коррозионное растрескивание под напряжением (КРН), также известное как стресс-коррозия (рис. 1), стало одной из основных причин возникновения аварий на магистральных газопроводах (МГ) большого диаметра. В условиях старения газотранспортной системы, наличия факторов, негативно отражающихся на её надёжности, в совокупности с недостаточным финансированием требуется новый подход, основанный на определении сложного напряжённого состояния материала газопровода в зонах с указанными повреждениями.

### Вычисление основных компонент тензора напряжений

Участок рассматриваемой трубопроводной конструкции представляет собой тонкостенный цилиндр, в котором реализуется плоское (двухосное) напряжённое состояние (ПНС), при котором одна из



Рис. 1. Дефекты КРН в виде колонии трещин, выявленные магнитопорошковым методом контроля

главных площадок свободна от напряжений в силу малости радиальной составляющей [2]  $\sigma_{рад} \approx 0$  (рис.2). Тензор напряжений при ПНС в главных осях принимает следующий вид:

$$T_{\sigma}^{ПНС} = \begin{pmatrix} \sigma_{кц} & 0 \\ 0 & \sigma_{пр} \end{pmatrix}.$$

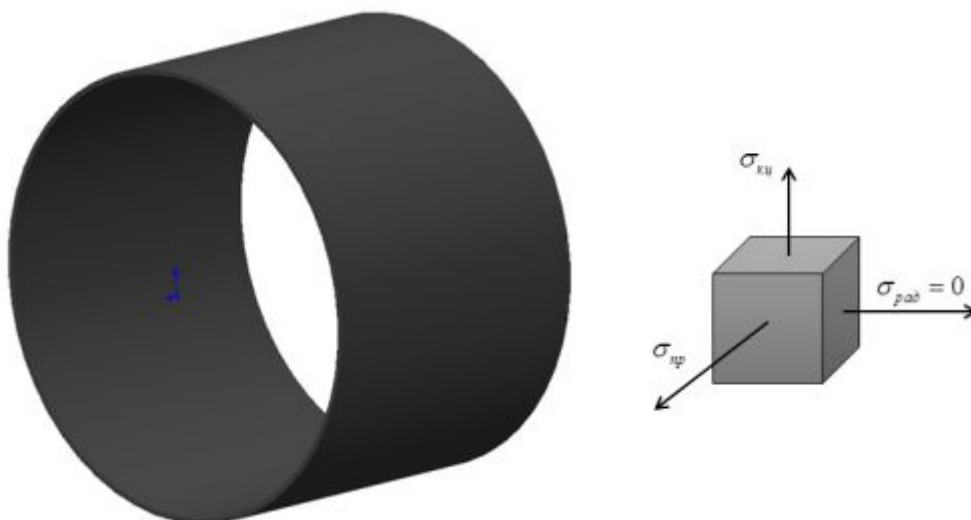


Рис.2. Напряжённое состояние материала в точке при ПНС

Расчёт максимальных кольцевых напряжений  $\sigma_{kc}$  в стенке трубопровода, работающего под внутренним давлением в течение длительного времени, проводят согласно [1, 2] в соответствии с первой теорией прочности, построенной на предположении, что опасное состояние материала с возможностью разрушения конструкции наступает в момент, когда наибольшее по абсолютной величине нормальное напряжение достигает опасного значения:

$$\sigma_{kc} = \frac{nP(D - 2\delta_n)}{2\delta_n}, \quad (1)$$

где  $n$  – коэффициент надёжности по нагрузке;  $p$  – рабочее (нормативное) давление в газопроводе, МПа;  $D$  – наружный диаметр трубы, мм;  $\delta_n$  – номинальная толщина стенки трубы, мм.

Такие напряжения  $\sigma_{kc}$ , которые могут быть неуравновешенными по толщине трубы, являются наиболее опасными с точки зрения возможности коррозионного растрескивания материала, к тому же они могут складываться с технологическими и сварочными напряжениями.

Продольные напряжения  $\sigma_{np}$ , возникающие в стенке трубопровода параллельно его оси симметрии вследствие действия внутреннего избыточного давле-

ния, согласно [1], определяются выражением:

$$\sigma_{np} = -\alpha E \Delta t + \mu \frac{nP(D - \delta_n)}{2\delta_n}, \quad (2)$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения металла трубы,  $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ;  $E$  – модуль упругости (модуль Юнга), МПа;  $\Delta t$  – расчётный температурный перепад,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\mu$  – коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона).

Сложное напряжённое состояние, которое испытывает материал трубопровода, определяется в соответствии с критерием пластичности Мизеса [3], построенным на предположении, что момент наступления опасного состояния материала с последующим разрушением конструкции зависит от величины потенциальной энергии, накапливающейся при деформации в единице объёма материала, т.е. от численно равной ей удельной работы деформации, выраженной через все основные компоненты тензора напряжений:

$$\sigma_{экв} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{w} \leq R_2, \quad (3)$$

где

$$w = (\sigma_{kc} - \sigma_{np})^2 + (\sigma_{np} - \sigma_{rad})^2 + (\sigma_{rad} - \sigma_{kc})^2,$$

$R_2$  – расчётные допустимые напряжения при одноосном растяжении, определяемые в соответствии с [1].



С учётом того, что при нагружении трубопровода внутренним давлением радиальное напряжение  $\sigma_{rad} \approx 0$ , окончательно имеем:

$$\sigma_{эквIV} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_{кц} - \sigma_{np})^2 + (\sigma_{np})^2 + (\sigma_{кц})^2} \leq R_2. \quad (4)$$

До тех пор, пока эквивалентные напряжения не превышают допустимых, исключается накопление пластических деформаций, и, следовательно, обеспечивается условие прочности конструкции. Критерий пластичности Мизеса хорошо согласуется с экспериментальными данными, и лишён недостатков, присутствующих в теории наибольшего нормального напряжения и критерии Треска – Сен-Венана, используемых при расчётах в [1, 2].

#### Расчёт локальных напряжений в зоне с коррозионной трещиной

После диагностического обследования участка трубопровода с колонией коррозионных трещин по расчётным схемам объёмного дефекта, подробно изложенным в [4, 5], описывают их геометрические параметры и конфигурацию, определяют коэффициенты концентрации упруго-пластических напряжений и компоненты локальных напряжений [5]:

$$\begin{aligned} \sigma_{кц}^{лок} &= \sigma_{кц} \gamma_{кц} = \\ &= \sigma_{кц} \left( \frac{1 + \eta k_0}{2\eta} + \frac{1 - \eta k_0}{2\eta} th \left( \frac{\sqrt{3}}{2} (l^* + \eta\pi - \pi) \right) \right); \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{np}^{лок} &= \sigma_{np} \gamma_{np} = \\ &= \sigma_{np} \left( \frac{\pi\eta + 2(1-\eta)\sin\beta}{\eta(\pi-\beta(1-\eta))} + \frac{(k_0-1)(\pi-\beta)}{\pi} \right); \end{aligned} \quad (6)$$

$$\eta = \frac{\delta_n - h}{\delta_n}; \quad (7)$$

$$k_0 = 3 - 2^{\frac{3\eta-1}{2\eta}}; \quad (8)$$

$$D^* = D - \frac{w}{\pi}; \quad (9)$$

$$\beta = \arctg \left( \frac{w}{l} \right); \quad (10)$$

$$l^* = \frac{l}{\sqrt{0,5D^*(\delta_n - h)}}, \quad (11)$$

где  $\gamma_{кц}$ ;  $\gamma_{np}$  – коэффициенты концентрации упруго-пластических напряжений;  $h$  – максимальная глубина дефекта, мм;  $l$  – протяжённость трещины (колонии трещин), мм;  $w$  – ширина дефекта, мм;  $\beta$  – угол наклона дефекта к оси трубы, град.

Сложное напряжённое состояние, которое испытывает материал трубопровода в зоне дефекта, в соответствии с критерием пластичности Мизеса, определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \sigma_{эквIV}^{лок} &= \\ &= \sqrt{(\sigma_{кц}^{лок} - \sigma_{np}^{лок})^2 + (\sigma_{кц}^{лок})^2 + (\sigma_{np}^{лок})^2} \leq R_2. \end{aligned} \quad (12)$$

#### Определение критических напряжений, приводящих к разрушению конструкции

За критерий опасности стресс-коррозионного дефекта принято критическое напряжение  $\sigma_{кр}$ , которое свидетельствует о начале процессов разрушения конструкции, связанных с ростом трещин или раскрытия дефектов. Его определяют в соответствии с [4] по следующей формуле:

$$\sigma_{кр} = \frac{K_{IC}^2 \cdot \Phi^2}{\pi h \cdot 10^{-3} \cdot F^2} \sqrt{b}, \quad (13)$$

$$\text{где } b = \sqrt{\frac{k_p^4}{4\sigma_b^4} + \frac{(\pi h \cdot 10^{-3})^2 \cdot F^4}{K_{IC}^4 \cdot \Phi^4}} - \frac{k_p^2}{2\sigma_b^2},$$

$K_{IC}$  – эмпирическая зависимость, дающая консервативную оценку значения ударной вязкости, МПа $\times\sqrt{м}$ ;  $\Phi$  – полный эллиптический интеграл второго рода;  $F$  – поправочная функция, зависящая от параметров трещины;  $\sigma_b$  – предел прочности материала, МПа;  $k_p$  – поправочный коэффициент.

Эмпирическая зависимость, дающая консервативную оценку значения ударной вязкости, определяется выражением:

$$K_{IC} = \sqrt{219,78 \cdot KCU}, \quad (14)$$

где  $KCU$  – нормативное или фактическое значение ударной вязкости, Дж/см<sup>2</sup>.

Полный эллиптический интеграл второго рода:

$$\Phi = \left\{ 1,0 + 1,464 \left( \frac{h}{a} \right)^{1,65} \right\}^{0,5}, \quad (15)$$

где  $a = \frac{l}{2}$  – полудлина трещины, мм.

Поправочная функция, зависящая от параметров трещины [4], определяется по формуле:

$$F = M_1 + M_2 \cdot \left( \frac{h}{\delta_n} \right)^2 + M_3 \cdot \left( \frac{h}{\delta_n} \right)^4; \quad (16)$$

$$M_1 = 1,13 - 0,09 \left( \frac{h}{a} \right); \quad (17)$$

$$M_2 = \frac{0,89}{0,2 + \left( \frac{h}{a} \right)} - 0,54; \quad (18)$$

$$M_3 = 0,5 - \frac{1,0}{0,65 + \left( \frac{h}{a} \right)} + 14 \left[ 1,0 - \left( \frac{h}{a} \right) \right]^{24}, \quad (19)$$

где  $M_1$ ;  $M_2$ ;  $M_3$  – аппроксимирующие функции.

Поправочный коэффициент согласно [4] определяется выражениями:

$$k_p = \frac{1 - (A/A_0) / f_{sh}}{1 - A/A_0}; \quad (20)$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot 2ah; \quad (21)$$

$$A_0 = 2a\delta; \quad (22)$$

$$f_{sh} = 4,75 - \frac{3,75}{\sqrt{1 + 1,3 \frac{a^2}{(D - \delta) \cdot \delta}}}, \quad (23)$$

где  $A$  – площадь трещины в плоскости осевого сечения стенки трубы, мм<sup>2</sup>;  $A_0$  – первоначальная площадь осевого сечения стенки трубы в плоскости трещины, мм<sup>2</sup>;

$f_{sh}$  – коэффициент, учитывающий геометрические параметры трещины и трубы.

У трубопровода с глубиной трещины  $h \approx 0$  критическое напряжение близко к пределу прочности материала.

#### Принятие решения о техническом состоянии участка магистрального газопровода

При принятии решения о техническом состоянии участка трубопровода сравнивают полученные значения локальных напряжений в зоне коррозионного дефекта с допустимыми напряжениями по пределу текучести  $R_2$  и пределу прочности  $R_1$ , а также с вычисленными критическими напряжениями  $\sigma_{кр}$  для данной конструкции. При этом возникают следующие характерные случаи:

1)  $\sigma_{эквIV}^{лок} \leq R_2$ ;  $\sigma_{эквIV}^{лок} < \sigma_{кр}$ , условия прочности выполняются. Материал находится в зоне упругих деформаций, возможна дальнейшая эксплуатация.

2)  $R_2 < \sigma_{эквIV}^{лок} < R_1$ ;  $\sigma_{эквIV}^{лок} < \sigma_{кр}$ , условия прочности конструкции не выполняются. В материале появляются пластические деформации, превышающие 0,2 %, изменяются физико-механические свойства, а также продолжается рост трещин и раскрытие дефектов. Дальнейшая эксплуатация не допускается.

3)  $\sigma_{эквIV}^{лок} \geq \sigma_{кр}$ , условия прочности не выполнены, конструкция достигает предельного состояния и считается разрушенной. Дальнейшая эксплуатация не допускается.

#### Определение допустимого давления для участков линейной части магистральных газопроводов с колонией коррозионных трещин, не удовлетворяющих требованиям прочности

Для участков линейной части магистральных газопроводов, у которых локальные напряжения в зоне с коррозионной трещиной не удовлетворяют условиям прочности, определяют допустимое

внутреннее давление, не приводящее к переходу материала в зоне с дефектами в пластическое состояние:

$$[P] = \frac{\delta_n(c+u)}{n(D-2\delta_n)\xi}, \quad (24)$$

где  $c = \alpha E \Delta t \gamma_{np} (2\mu\gamma_{np} - \gamma_{kc})$ ,

$$u = \sqrt{-3\alpha^2 E^2 (\Delta t)^2 (\gamma_{kc} \gamma_{np})^2 + 4[\sigma]^2 \xi},$$

$$\xi = (\mu\gamma_{np})^2 + (\gamma_{kc})^2 - \mu\gamma_{kc}\gamma_{np},$$

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение для участков линейной части магистральных газопроводов с коррозионными повреждениями, МПа, определяемое из условия:

$$[\sigma] = \min \{ R_2; \sigma_{кр} \}. \quad (25)$$

Подобный подход, полученный в ООО «Газпром трансгаз Самара», отличается от своих аналогов тем, что не ограничивается стандартными приёмами, основанными только лишь на ослаблении сечения, а учитывает концентрацию напряжений в зоне с поверхностным дефектом, что положительно сказывается на точности определяемых параметров. Вве-

дение дополнительного условия при выборе допускаемых напряжений обеспечивает корректность прочностного расчёта, особенно в тех случаях, когда в стенке трубопровода имеются коррозионные трещины с относительно большой глубиной. Помимо этого, в представленном способе имеется возможность учесть влияние термической составляющей на сложное напряжённое состояние. Изложенный теоретический аппарат нашёл подтверждение при конечно-элементном моделировании в программной среде Ansys Mechanical.

Таким образом, в работе приведены аналитические зависимости, которые можно использовать для определения локальных напряжений, возникающих в материале газопровода в зоне с коррозионной трещиной, и получено выражение, позволяющее определить допустимое внутреннее давление, при котором эксплуатация трубопровода с подобными дефектами может быть продолжена.

### Библиографический список

1. СНиП 2.05.06-85\*. Строительные нормы. Магистральные трубопроводы. М.: Миннефтегазстрой. 1986. 96 с.
2. Рудаченко А.В., Саруев А.Л. Исследование напряжённо-деформированного состояния трубопроводов. Томск: Томский политехнический университет, 2011. 136 с.
3. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопrotивление материалов. М.: Высшая школа, 2003. 560 с.
4. СТО Газпром 2-2.3-173-2007. Инструкция по комплексному обследованию и диагностике магистральных газопроводов, подверженных коррозионному растрескиванию под напряжением. М.: ВНИИГАЗ, 2008. 29 с.
5. Аладинский В.В., Гаспарянц Р.С. Прочность и долговечность труб с механическими повреждениями типа «риска» // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». 2007. № 2. С. 36.

### Информация об авторах

**Субботин Владимир Анатольевич**, Генеральный директор ООО «Газпром трансгаз Самара». E-mail: [V.Subbotin@samaratransgaz.gazprom.ru](mailto:V.Subbotin@samaratransgaz.gazprom.ru). Область научных интересов: современные технологии транспорта газа.

**Щербо Илья Васильевич**, начальник ИТЦ – филиала ООО «Газпром трансгаз Самара». E-mail: [I.Scherbo@samaratransgaz.gazprom.ru](mailto:I.Scherbo@samaratransgaz.gazprom.ru).

[gazprom.ru](http://gazprom.ru). Область научных интересов: система управления целостностью, оценка рисков эксплуатации магистральных газопроводов.

**Холодков Станислав Анатольевич**, главный инженер ИТЦ – филиала ООО «Газпром трансгаз Самара». E-mail: [S.Kholodkov@samaratransgaz.gazprom.ru](mailto:S.Kholodkov@samaratransgaz.gazprom.ru). Область научных интересов: техническая

диагностика, методы оценки прочности и долговечности труб с эксплуатационными дефектами.

**Гиорбелидзе Михаил Георгиевич**, инженер службы диагностики оборудования и сооружений ИТЦ – филиала ООО «Газпром трансгаз Самара». E-mail:

[M.Giorbelidze@samaratransgaz.gazprom.ru](mailto:M.Giorbelidze@samaratransgaz.gazprom.ru).

Область научных интересов: математическое моделирование процессов плазменного напыления, механика разрушений, теория вероятностей и её приложения, нанесение покрытий

## ESTIMATION OF STATIC STRENGTH OF SECTIONS OF THE LINEAR PIPELINE PORTION WITH A COLONY OF CORROSION FINE CRACKS

© 2014 V.A. Subbotin<sup>1</sup>, I.V. Scherbo<sup>2</sup>, S.A. Kholodkov<sup>2</sup>, M.G. Giorbelidze<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Gazprom Transgaz Samara, Samara, Russian Federation

<sup>2</sup>Engineering and Technology Center «Gazprom Transgaz Samara», Samara, Russian Federation

This paper presents the proven analytical apparatus for determining the complex stress state in the material of the linear part -main pipeline with stress corrosion cracking in the form of fine crack colonies. The critical stresses are defined and an analytical dependence for calculation of the allowed internal pressure for the damaged pipeline, not satisfactory to strength conditions is received. The above calculation model of stress state is different from their counterparts in that it is not limited by standard methods based solely on the weakened section, and takes into account the stress concentration in the surface defect zone, which has a positive effect on the accuracy of estimated parameters. Introduced additional conditions during selection of permissible stresses ensures the correctness of strength calculations, especially in cases where there are corrosion cracks with relatively large depth in the pipe wall. Additionally, in the present method it is possible to consider the influence of the thermal component to the complex stress state. The presented theoretical apparatus was confirmed with finite-element modeling in Ansys Mechanical software environment. The results of the practical implementation of this work are given recommendations on assessing the technical condition of pipes with crack defects of different nature, as well as determination of the maximum allowable working pressure, which meets strength conditions on gas pipelines susceptible to stress corrosion cracking.

*Gas-main pipeline, strength, critical stresses, stress concentrator, plasticity criteria, allowable internal pressure, technical state.*

### References

1. Construction Norms and Regulations 2.05.06-85\*. Construction norms. Gas-main pipelines. Moscow: Minneftegazstroj Publ., 1986. 96 p. (In Russ.)
2. Rudachenko A.V., Saruev A.L. Issledovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya truboprovodov [Researches of pipelines stress-strain state]. Tomsk: Tomsk Polytechnic University Publ., 2011. 136 p.
3. Aleksandrov A.V., Potapov V.D., Derjavin B.P. Soprotivlenie materialov [Material resistance]. Moscow: Vyshaya shkola Publ., 2003. 560 p.
4. Gazprom Proprietary Standard 2-2.3-173-2007. Instrukcija po kompleksnomu obsledovaniju i diagnostike magistral'nyh gazoprovodov, podverzhennyh korrozionnomu rastreskivaniju pod naprjazheniem [Instruction for complex inspection and diagnostics of gas-main pipelines subjected to the risk of stress-corrosion cracking]. Moscow: VNIGAZ Publ., 2008. 29 p. (In Russ.)
5. Aladinskiy V.V., Gasparyants R.S. Endurance and durability of pipelines with scratch mark mechanical defects // The electronic scientific journal Oil and Gas Bissines. 2011. No. 2. P. 36. (In Russ.)

### **About the authors**

**Subbotin Vladimir Anatolievich**, General Director of «Gazprom transgaz Samara». E-mail: [V.Subbotin@samaratransgaz.gazprom.ru](mailto:V.Subbotin@samaratransgaz.gazprom.ru). Area of Research: modern gas transport technologies.

**Scherbo Ilia Vasilievich**, Chief of Engineering and Technology Center «Gazprom transgaz Samara». E-mail: [I.Scherbo@samaratransgaz.gazprom.ru](mailto:I.Scherbo@samaratransgaz.gazprom.ru). Area of Research: integrity control systems, risk assessment of gas-main pipelines maintenance.

**Kholodkov Stanislav Anatolievich**, Chief Engineer of Engineering and Technology Center «Gazprom transgaz Samara». E-

mail: [S.Kholodkov@samara-transgaz.gazprom.ru](mailto:S.Kholodkov@samara-transgaz.gazprom.ru). Area of Research: diagnostic engineering, strength assessment and service-life evaluation methods for gas pipelines with service defects.

**Giorbelidze Mikhail Georgievich**, engineer of equipment and construction diagnostics service, Engineering and Technology Center «Gazprom transgaz Samara». E-mail: [M.Giorbelidze@samara-transgaz.gazprom.ru](mailto:M.Giorbelidze@samara-transgaz.gazprom.ru). Area of Research: mathematical modeling of plasma coating deposition processes, fracture mechanics, probability theory and its appliances, coatings deposition.

## РАСЧЁТ ВОЗБУЖДАЮЩЕЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ НА ЛОПАТКУ КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, НАХОДЯЩУЮСЯ В ПОЛЕ НЕРАВНОМЕРНОГО ГАЗОВОГО ПОТОКА

©2014 А.И. Ермаков<sup>1</sup>, А.О. Шкловец<sup>1</sup>, Д.Г. Федорченко<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

<sup>2</sup>ОАО «Металлист – Самара»

Работа посвящена созданию методики расчёта возбуждающей нагрузки, действующей на лопатки рабочих колёс газотурбинных двигателей (ГТД), находящиеся в условиях окружной неравномерности газовой нагрузки. Наличие в тракте двигателя плохо обтекаемых тел, например стоек опоры двигателя, вызывает существенную окружную неравномерность потока. Вследствие этого, в лопатках возникают опасные резонансные колебания, которые могут привести к поломке изделия. Определение амплитуд возбуждающих гармоник на этапе проектирования позволит оценить степень опасности вынужденных колебаний лопаток. Разработанная методика определения возбуждающих гармоник в потоке позволяет рассчитывать их амплитуды, определять влияние на них конструктивных изменений в проточной части двигателя. Конечно-элементная модель состоит из лопаток входного направляющего аппарата, рабочих лопаток и опоры с шестью стойками. Газодинамическая нагрузка определяется в узлах рабочих лопаток, однако при малом числе лопаток, например для вентиляторных рабочих колёс, точность определения амплитуд возбуждающих гармоник может быть недостаточной. Используя возможности Ansys CFX, газодинамическую нагрузку определяли в дополнительных областях тракта между рабочими лопатками. Определено изменение амплитуд гармоник в зависимости от числа точек измерения нагрузки.

*Газотурбинный двигатель, рабочая лопатка, направляющий аппарат, окружная неравномерность, вынужденные колебания, возбуждающая гармоника, Ansys, CFX.*

**Введение.** Основным источником возбуждения колебаний рабочего колеса (РК) газотурбинного двигателя является окружная неоднородность газового потока, обтекающего лопатку. Она проявляется в виде неоднородности поля скоростей и поля давлений в потоке перед и за РК. Неоднородность приводит к тому, что интенсивности газовой нагрузки в окружном и радиальном направлениях непостоянны по окружности проточной части. В результате этого на любую из лопаток при вращении РК действует непостоянная по величине интегральная газодинамическая сила  $Q_r$  [1].

Поскольку газодинамическая сила  $Q_r$  является периодической величиной, т.е.  $Q_r(\alpha) = Q_r(\alpha + 2\pi)$ , то её можно разложить в ряд Фурье:

$$Q_r = \sum_{m_e} Q_m \cdot \cos(m_e \alpha - \gamma_m) = \sum_{m_e} Q_{r m_e}, \quad (1)$$

где  $Q_m$  - амплитуда составляющей гармоники,  $m_e$  - номер гармоники,  $\alpha$  - цент-

ральный угол,  $\gamma_m$  - фазовый сдвиг по окружности.

Разложение (1) позволяет газовую нагрузку, имеющую сложный характер распределения по окружности, представить в виде суммы составляющих гармоник, каждая из которых представляет собой цепь волн нагрузки, укладываемых по окружности проточной части.

Для вращающегося рабочего колеса любая из составляющих в разложении (1) является возбуждающей гармоникой, представляющей собой цепь назад бегущих волн. Нагрузка вращается с угловой скоростью  $\omega$ , равной угловой скорости вращения РК. Таким образом, окружная неоднородность газового потока для колеса эквивалентна воздействию бесконечной совокупности возбуждающих гармоник, каждая из которых представляет собой цепь  $m_e$  назад бегущих волн нагрузки, совершающей

гармонические колебания во времени с частотой  $f_g = m_g n_c$ , где  $n_c = \frac{\omega}{2\pi}$ .

**Расчётная модель** (рис. 1). Для расчёта поля неравномерности потока разработана условная модель ступени компрес-

сора и опоры, состоящей из двух направляющих аппаратов, рабочего колеса и стоек опоры. Исходные данные для расчёта: давление на входе в направляющий аппарат 101,3 кПа, температура на входе 288 К, давление на выходе 100 кПа, модель турбулентности к-ε.

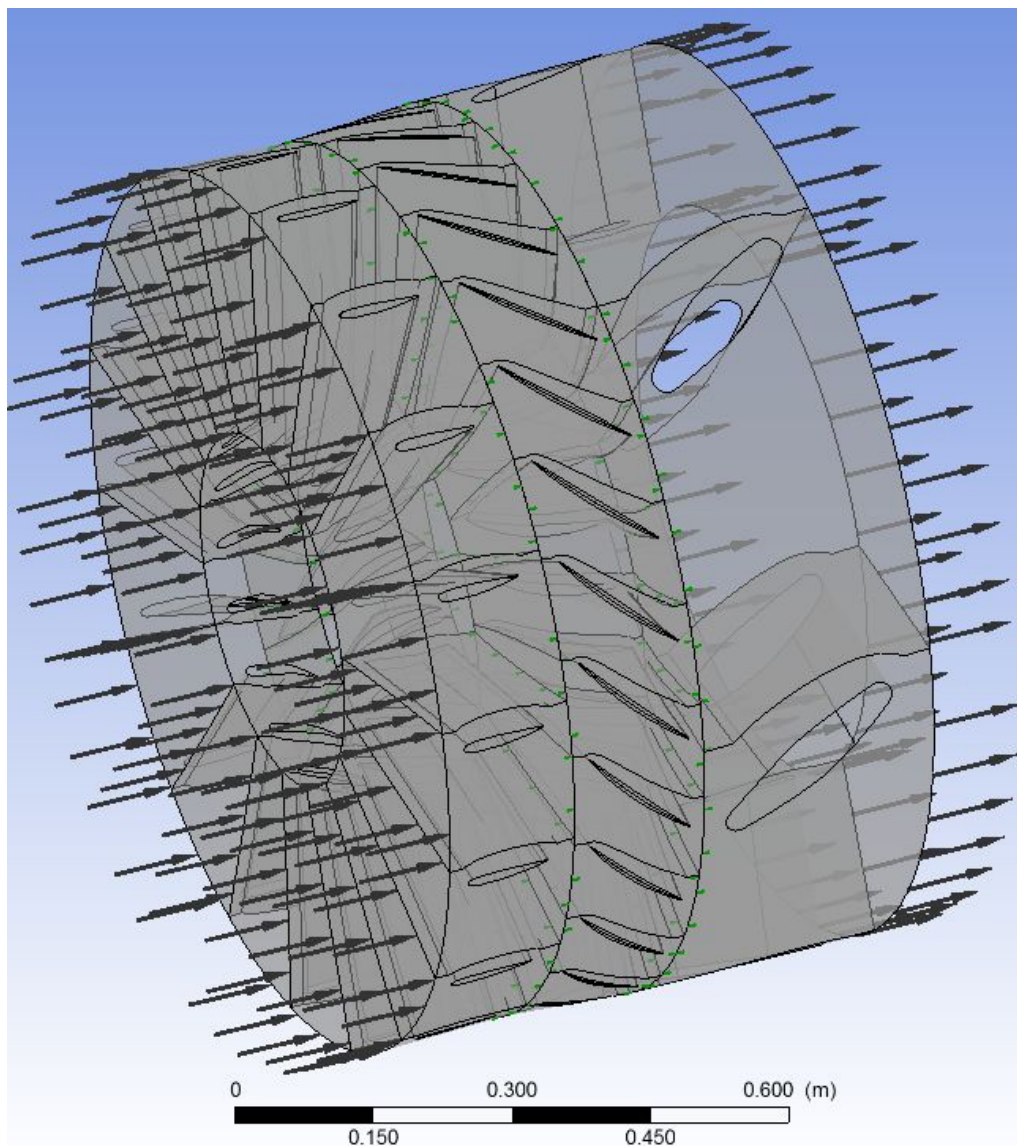


Рис. 1. CFD-модель

Анализ структуры потока в лопаточных венцах НА 1, РК, НА 2, опоры выявил, что в области стоек наблюдается существенная окружная неравномерность потока (рис. 2).

Лопатка, помещённая в область неравномерного газового потока, является зондом для снятия давления потока. Рас-

пределённая по лопаточному венцу нагрузка экспортируется в Ansys Mechanical, где с использованием возможностей языка программирования APDL нагрузка раскладывается в ряды Фурье по сходственным узлам лопаток. Порядок получения амплитуд возбуждающих гармоник описан ниже.

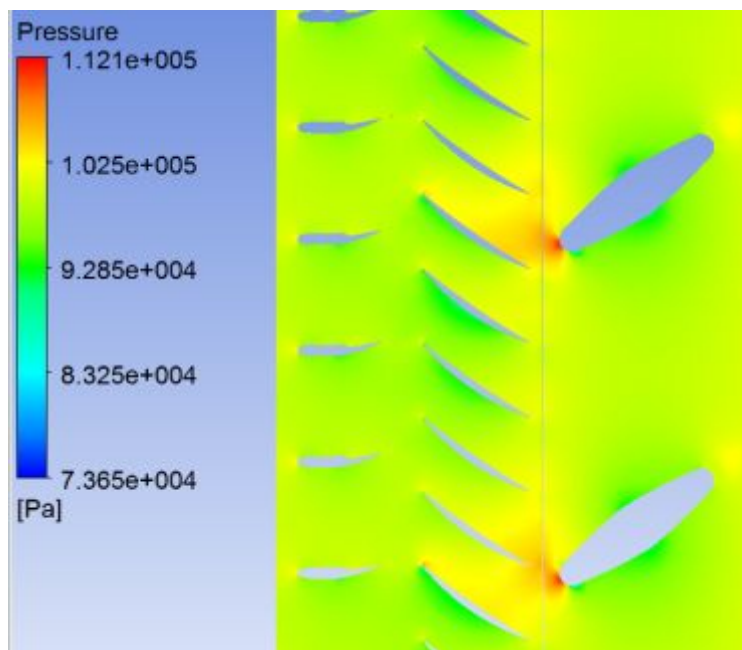


Рис. 2. Распределение статического давления в канале

1. Строятся точки с координатами узлов лопатки из CFX (рис. 3).

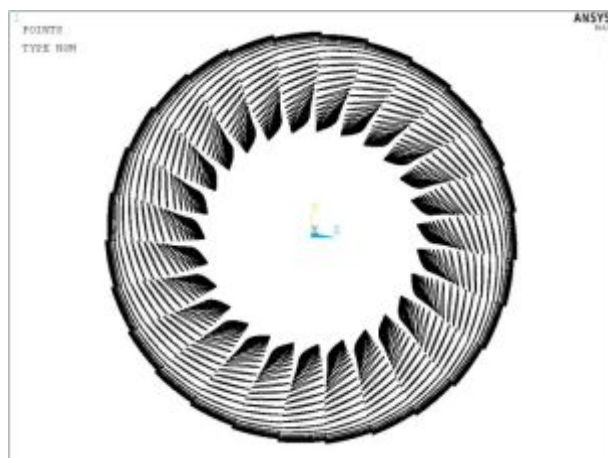


Рис. 3. Узлы рабочих лопаток из CFD-модели

2. Создаётся массив, содержащий координаты узлов лопатки в цилиндрической системе координат. Это необходимо для обеспечения возможности выбора необходимых сходственных узлов, у которых координата  $Y$  отличается на шаг лопатки рабочего колеса.

3. Так как вначале строятся точки корытца лопаток, а затем спинки, то нумерация узлов в пределах одной лопатки непоследовательна. Поэтому необходимо создать массивы данных по

каждой лопатке, содержащие соответствующие номера точек.

4. Выделяются узлы, принадлежащие одной лопатке, и при помощи матричных операций создаётся массив, в которых номера узлов в пределах одной лопатки выстроены в порядке возрастания.

5. Создаются массивы номеров узлов остальных лопаток таким образом, что сходственные узлы в этих массивах отличаются только угловой координатой. Таким образом, созданы 27 массивов, содержащие номер узлов каждой лопатки рабочего колеса.

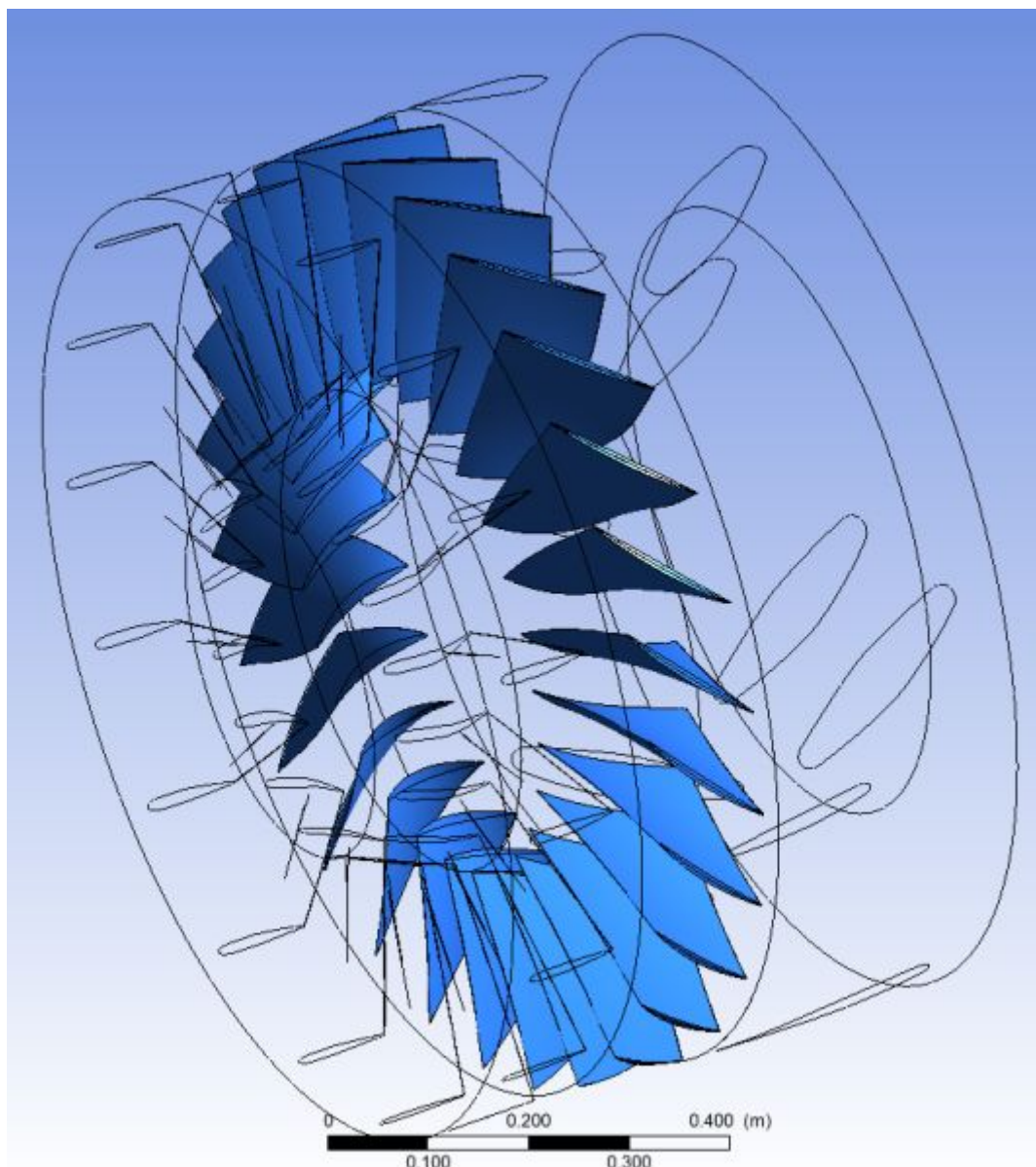
6. Создаётся массив, содержащий значения давления, структурированные по каждой лопатке. Для этого при помощи матричной операции каждый массив номеров узлов сопоставляется с исходным массивом координат и давлений в узлах лопаток.

Таким образом, можно определить наиболее опасные возбуждающие гармоники, действующие на лопатку, и, представив гармонику в виде назад бегущей волны, провести динамический расчёт напряжений в лопатке. Для определения опасных режимов работы компрессора строится резонансная диаграмма колеба-



ний лопатки. Однако, учитывая дискретное распределение лопаток по окружности, необходимо определить, с какой точностью производить снятие давления из потока. Вопрос наиболее актуален для вентиляторных лопаток, число которых недостаточно велико.

**Определение амплитуд возбуждающей нагрузки.** Число рабочих лопаток в CFD-расчёте 27, число возбуждающих гармоник 13. В первом приближении экспорт распределённой нагрузки осуществлялся с поверхностями рабочих лопаток (рис. 4).



*Рис. 4. Поверхности экспорта нагрузки*

Для анализа влияния количества зондов снятия давления в CFD-Post создавались промежуточные поверхности экспорта нагрузки, повторяющие контур лопатки (рис. 5). Во втором приближении число лопаток для снятия нагрузки равнялось 54, в третьем - 108 и в четвёртом - 162.

патки (рис. 5). Во втором приближении число лопаток для снятия нагрузки равнялось 54, в третьем - 108 и в четвёртом - 162.

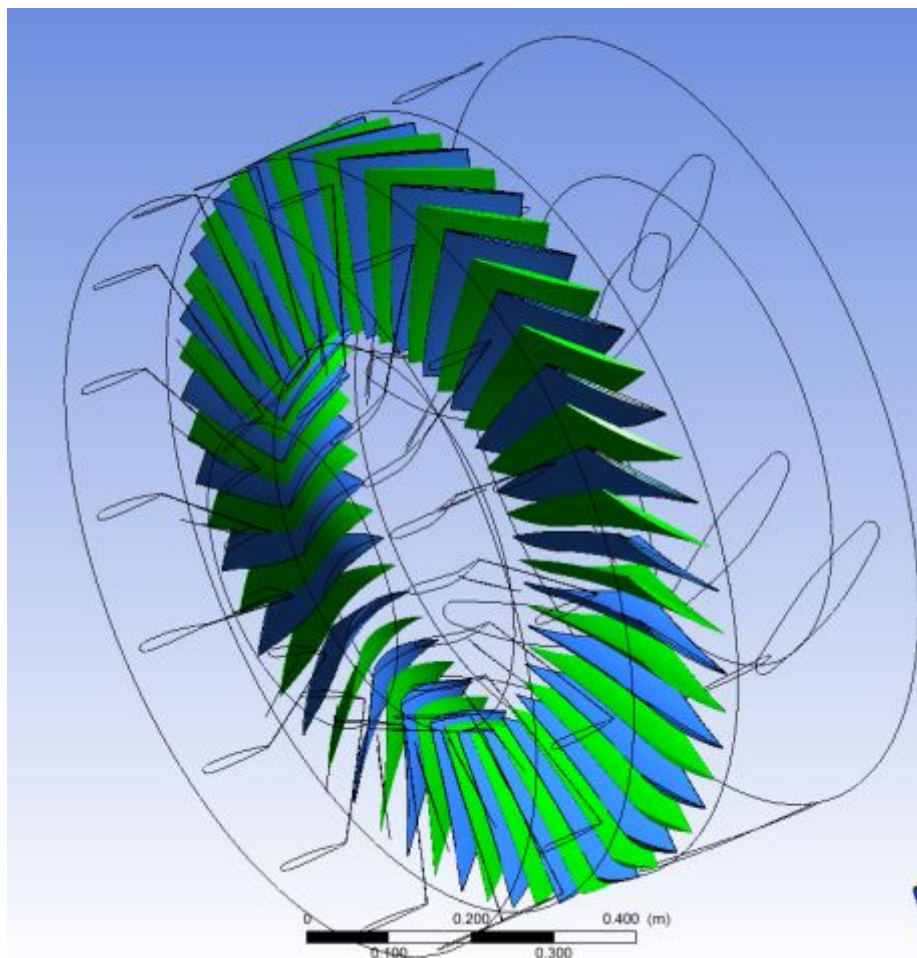


Рис. 5. Добавление промежуточных поверхностей для экспорта нагрузки

Таким образом, были рассчитаны амплитуды возбуждающих гармоник для рабочих лопаток вентилятора при различном числе точек для определения давления в потоке.

На рис. 6 приведены средние амплитуды возбуждающих гармоник при различном числе точек снятия нагрузки. Очевидно, что для подобной CFD-модели максимальную амплитуду будет иметь шестая гармоника (по числу стоек опоры).

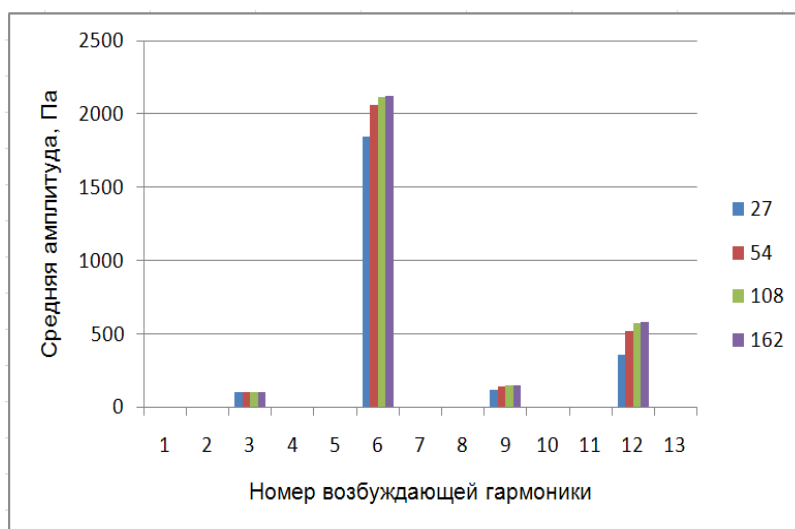


Рис. 6. Средняя амплитуда возбуждающих гармоник давления в узлах лопаток

С увеличением числа точек снижается погрешность определения амплитуды гармоник. Так, например, для наиболее опасной шестой гармоники при двукратном увеличении числа точек (с 27 до 54) средняя амплитуда изменяется на 11%.

При увеличении числа точек до 108 средняя амплитуда шестой гармоники изменяется на 2,5%, при увеличении числа точек до 162 средняя амплитуда изменяется на 0,3%. Для менее опасных гармоник уточнение может достигать 40-50% (рис. 7).

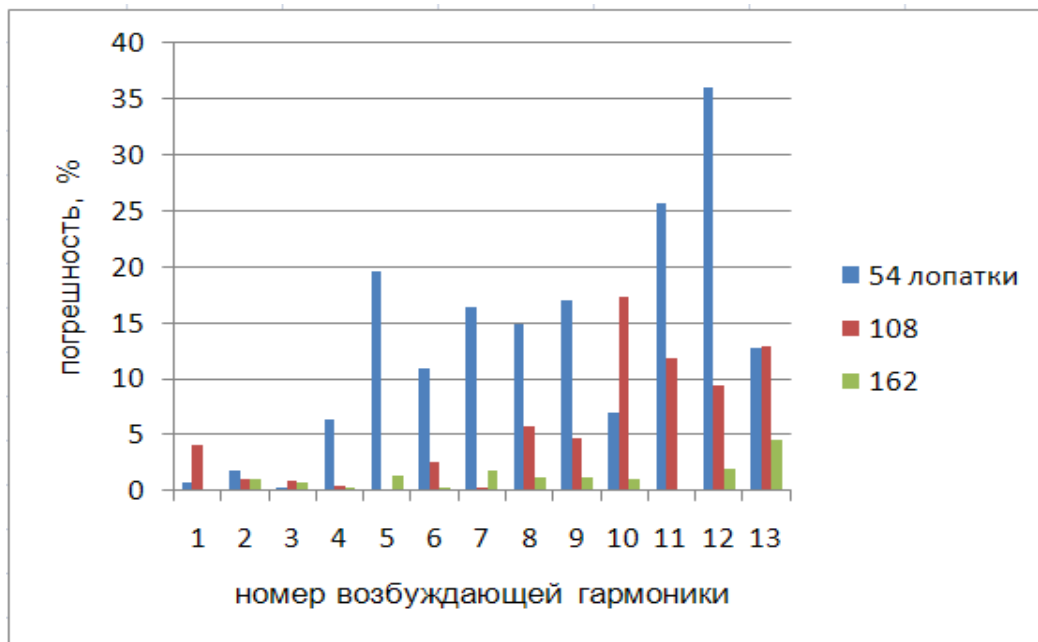


Рис. 7. Уточнение амплитуды возбуждающих гармоник

**Вывод.** При определении возбуждающих нагрузок на рабочие лопатки ГТД, возникающих в неравномерном газовом потоке, важно учитывать число рабочих лопаток. При малом числе лопаток РК, например для вентилятора, недостаточно рассматривать нагрузку, действующую в области пера лопатки. Необходимо учитывать распределение газовой нагрузки в межлопаточном канале, увеличивая

число сходственных точек снятия нагрузки. Необходимо минимум двукратное увеличение числа зондов снятия нагрузки в CFD-расчёте.

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

#### Библиографический список

1. Иванов В.П. Колебания рабочих колёс турбомашин. М.: Машиностроение, 1983. 224 с.
2. Аксенов А.П. Математический анализ (ряды Фурье): учебное пособие. СПб.: Нестор, 1999. 85 с.
3. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергети-

- ческих установок: учебник для ВУЗов. Том V. М.: Машиностроение, 2008. 198 с.
4. Шкловец А.О., Попов Г.М., Колмакова Д.А. Оптимизация проточной части ступени компрессора ГТД с целью обеспечения динамической прочности в рабочем лопаточном венце // Вестник двигателестроения. 2013. № 2. С. 192-197.

### **Информация об авторах**

**Шкловец Александр Олегович**, младший научный сотрудник отраслевой научно-исследовательской лаборатории «Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [ssau\\_shklovets@mail.ru](mailto:ssau_shklovets@mail.ru). Область научных интересов: статическая и динамическая прочность турбомашин.

**Ермаков Александр Иванович**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры конструкции и проек-

тирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Область научных интересов: статическая и динамическая прочность турбомашин.

**Федорченко Дмитрий Геннадьевич**, кандидат технических наук, главный конструктор ОАО «Металлист-Самара», г. Самара. E-mail: [dgfedorchenko@yandex.ru](mailto:dgfedorchenko@yandex.ru). Область научных интересов: статическая и динамическая прочность турбомашин.

### **CALCULATION OF EXCITING AERODYNAMIC LOAD ON A GAS TURBINE ENGINE COMPRESSOR BLADE INDUCED BY THE EFFECT OF A NON-UNIFORM GAS FLOW**

©2014 A.I. Ermakov<sup>1</sup>, A.O. Shklovets<sup>1</sup>, D.G. Fedorchenko<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

<sup>2</sup>Joint-Stock Company «Metallist-Samara», Samara, Russian Federation

Work is devoted to the creation of a design procedure of the exciting loads occurring on the impeller blades of GTE in situations of uneven circumferential gas load. The presence in the path of the engine bluff bodies, such racks engine mounts, causing substantial circumferential flow unevenness. Consequently, in blades having dangerous resonant vibrations that can lead to product failure. Determination of amplitude of the excited harmonics in the design phase will assess the severity of forced oscillations of the blades. The technique of determining the excitation of harmonics in the flow allows the calculation of the amplitude, to determine the impact of structural changes in the running of the engine on them. The finite element model consists of the inlet guide vane, rotor blades and bearing racks. Gas dynamic load is determined in units of rotor blades, but a small number of blades, eg for fan impellers, the accuracy of the excitation amplitudes of harmonics may be insufficient. Using the capabilities of Ansys CFX, gas-dynamic load is defined in additional areas path between the rotor blades. In work changing amplitudes of harmonics based on the number of measurement points of load.

*Gas turbine engine, blade, guide vane, circumferential variation, forced oscillations, harmonic wave, Ansys, CFX.*

### **References**

1. Ivanov V.P. Kolebaniya rabochikh koles turbomashin [Fluctuations impellers of turbomachiner]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 224 p.

2. Aksenov A.P. Matematicheskiy analiz (ryady Fur'e): uchebnoe posobie [Mathematical analysis (Fourier series)]. SPb.: Nestor Publ., 1999. 85 p.

3. Inozemtsev A.A., Nihamkin M.A., Sandratskiy V.L. Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok: uchebnik dlya VUZov. [Basics of designing aircraft engines and power plants. V. 5]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2008. 198 p.

4. Shklovets A.O., Popov G.M., Kolmakova D.A. Optimization of the compressor stage blading of gas turbine engine to ensure the dynamic strength in rotor blade row // Vestnik dvigatelestroeniya. 2013. No. 2. P. 192-197. (In Russ.)

#### **About the authors**

**Shklovets Aleksandr Olegovich**, associate research fellow of sectoral research laboratory "Vibration resistance and reliability of aeronautical products", Samara State Aerospace University. E-mail: [ssau\\_shklovets@mail.ru](mailto:ssau_shklovets@mail.ru). Area of Research: static and dynamic strength of turbomachinery.

**Ermakov Aleksander Ivanovich**, Doctor of Science (Engineering), Professor,

Samara State Aerospace University. E-mail: [fdla@ssau.ru](mailto:fdla@ssau.ru). Area of Research: static and dynamic strength of turbomachinery.

**Fedorchenko Dmitriy Gennadievich**, Candidate of Science (Engineering), chief designer of JSC «Metallist-Samara». E-mail: [dgfedorchenko@yandex.ru](mailto:dgfedorchenko@yandex.ru). Area of Research: static and dynamic strength of Turbomachinery.

## РАСЧЁТ ВТУЛОЧНЫХ ФИЛЬТРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

© 2014 А. М. Жижкин, Г. В. Лазуткин, Т. В. Волкова

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

В статье рассмотрена методика расчёта характеристик тонкостенных фильтрующих элементов (ФЭ) втулочного типа, определяемых структурными свойствами материала МР. Существующие результаты исследований структурных, фильтровальных, расходных и гидродинамических характеристик проволочных материалов, ресурса их работы имеют разрозненный характер и не связаны расчётом в аналитически замкнутом виде с конструктивно-технологическими параметрами фильтрующих элементов из материала МР. Решены задачи создания методики расчёта фильтрующих элементов из МР с заданными фильтровальными и гидродинамическими характеристиками с учётом ограничений по выбору геометрических размеров и длительности эксплуатации фильтра в целом. Приведены решения задач по определению структурных и гидродинамических характеристик МР. Определена возможность создания фильтрующего элемента, исходя из обеспечения заданной его расходной характеристики и ресурса работы. Предложен алгоритм расчёта основных характеристик фильтрующих элементов. Алгоритм включает решение системы уравнений, а также совместное с ним применение рекомендаций по выбору параметров структуры МР и геометрии фильтрующих элементов с целью обеспечения их заданных фильтрующих и гидродинамических характеристик. Это позволяет согласовать рациональные параметры структуры материала МР с геометрическими, фильтровальными и гидродинамическими характеристиками фильтрующих элементов. Такой обобщённый подход к расчёту расходных характеристик обеспечивает возможность учитывать и ресурс работы фильтрующего элемента. Полученные результаты могут быть использованы в практике создания высокоэффективных фильтров на основе тонкостенных конструкций рациональных фильтрующих элементов втулочного типа из нетканого проволочного материала МР.

*Фильтрующий элемент, материал МР, параметры, фильтровальные и гидродинамические характеристики, ресурс, расчёт, проектирование.*

Для целей фильтрации газообразных и жидких сред в нефтегазовой и химической промышленности, авиа- и ракетостроении, судостроении, машиностроении широко применяется упругий пористый проволочный материал МР, способный работать в условиях высокой и низкой температуры, агрессивных сред, радиации и т.п. Материал МР по сравнению с другими пористыми материалами [1 - 3]

получают холодным прессованием взаимоперекрещивающихся спиралей, навиваемых из высоколегированных коррозионно-стойких, жаропрочных и жаростойких сплавов 12Х18Н10Т, ЭИ-708, ЭП-322, Х20Н80 и др. [1, 4]. Благодаря этому шайбы и втулочные ФЭ (рис. 1) из материала МР, обладающие высокой технологичностью в производстве и эксплуатации, находят всё более широкое применение.

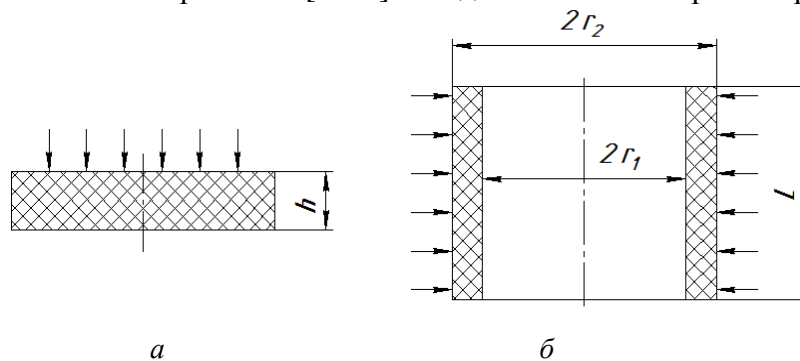


Рис. 1. Схемы пористого элемента из МР: а – плоский элемент (шайба); б – втулочный элемент

Следует отметить, что существующие материалы по расчёту характеристик ФЭ, например [1, 2, 4, 5], не представлены в замкнутом виде, где были бы связаны в единую систему алгоритмы выбора структурных, гидродинамических и других характеристик. Это затрудняет процесс рационального проектирования ФЭ из материала МР. Поэтому создание достаточно общих алгоритмов расчёта ФЭ из МР, позволяющих определять их рациональные конструктивные и технологические параметры с учётом заданных фильтрационных характеристик в течение всего срока эксплуатации, является актуальной задачей.

В технических заданиях (ТЗ) на разработку фильтров, как правило, содержатся технические требования к ФЭ.

К ним относятся:

- абсолютная тонкость очистки  $\delta$ ;
- потребный расход фильтрата в гидравлической системе  $Q$  при заданном перепаде давления  $\Delta P$ ;
- характеристики жидкости, фильтруемой через элемент (плотность  $\rho$ , коэффициенты динамической  $\mu$  и кинематической вязкости  $\nu$ , рабочая температура и др.).

Кроме того, для ФЭ могут задаваться ограничения на габаритные размеры, допускаемый перепад давления от расхода жидкости. Последняя величина ограничивается требованиями по расходу фильтрата в гидравлической системе наряду с возможностями получения максимального рабочего давления для нефильтованной жидкости. Допускаемый перепад давления может определяться по прочностным свойствам конструкции как ФЭ, так и фильтра в целом. При проектировании (на этапе предварительных расчётов) можно воспользоваться соответствующими и, по необходимости, скорректированными характеристиками имеющихся прототипов.

Как показывает анализ имеющихся результатов исследований основных характеристик ФЭ и технологии производства изделий из проволоочного материала

МР [2, 5], при проектировании необходимо решить следующие задачи.

*Задача 1* – Определение структурных характеристик ФЭ.

Эти характеристики представляют в виде зависимостей, связывающих среднюю пористость  $\Pi$  и диаметр проволоки  $\delta_0$  материала МР с абсолютной тонкостью очистки  $\delta$ . В работах [2, 5] в результате обработки экспериментальных данных образцов с относительным диаметром спирали в образце из материала

МР в  $\bar{d}_0 = \frac{d_0}{\delta_0} = 5...20$  ( $d_0$  – наружный

диаметр спирали) было получено следующее выражение:

$$\delta = 0,65 \frac{\delta_0 \Pi}{1 - \Pi}. \quad (1)$$

Оно представляет собой функциональную связь абсолютной тонкости очистки со структурным параметром - пористостью и параметром скелета МР - диаметром проволоки. Скелетные характеристики материала МР могут быть представлены и другими параметрами. За параметры скелета могут быть выбраны не только диаметр проволоки, но и диаметр спирали, относительная плотность МР и другие симплексы и комплексы, получаемые с помощью первой части  $\pi$ -теоремы и зависящие от типа решаемых задач. Например, влияние диаметра спирали  $d_0$  на тонкость очистки  $\delta$  с учётом формулы (1) можно представить в виде

$$\delta = 0,65 \frac{d_0 \Pi}{\bar{d}_0 \bar{\rho}},$$

где  $\bar{\rho} = 1 - \Pi$  – относительная плотность МР.

Следовательно, при заданном диаметре спирали  $d_0$  за качество фильтрации отвечает комплекс  $\frac{\Pi}{\bar{d}_0 \bar{\rho}}$ , часть которого  $\bar{d}_0 \bar{\rho}$  определяет характеристику скелета.

Обычно для изготовления материала МР применяется проволока из различных металлов диаметром 0,05...0,3 мм [1, 3 - 5]. Из-за высокой стоимости и низкой производительности производства материала МР применение проволок диаметром менее 0,09 мм не нашло широкого применения при изготовлении ФЭ. В свою очередь, проволока диаметром более 0,3 мм может обеспечивать лишь низкие фильтровальные свойства ФЭ при высокой неоднородности структуры материала МР, что неприемлемо для фильтров, применяемых в машиностроении. Поэтому в конструкциях ФЭ из МР наиболее целесообразно применение проволоки толщиной 0,09...0,3 мм с относительным диаметром спирали 6...8, величина которого в значительной мере определяет качество фильтрации [2].

В указанных выше работах показано, что гидравлический диаметр пористой среды  $d_g$  функционально связан с теми же структурными параметрами зависимостью

$$d_g = \frac{\delta_0 \Pi}{1 - \Pi}. \quad (2)$$

Выражение (1) с учётом (2) может быть представлено в виде зависимости

$$\delta = 0,65 d_g. \quad (3)$$

*Задача 2* – Определение возможности создания ФЭ, исходя из обеспечения потребной расходной характеристики, заданной в ТЗ.

Расход жидкости через ФЭ определяется зависимостью:

$$Q = V S, \quad (4)$$

где  $V$  – скорость истечения жидкости;  $S$  – площадь поверхности фильтрации.

Расходная характеристика представляет собой зависимость перепада давления на ФЭ от расхода. Как показано в работе [5] с учётом формул (1)...(4) для плоской стенки толщиной  $h$  (рис. 1,а) можно записать упрощённую систему уравнений в виде

$$\begin{cases} \delta = 0,65 d_g, \\ d_g = \frac{\delta_0 \Pi}{1 - \Pi}, \\ Q = S V, \\ \Delta P = \frac{153(1 - \Pi)^2}{2 \Pi^3 \delta_0^2} \mu V h + \frac{1,42(1 - \Pi)}{2 \Pi^3 \delta_0} \rho V^2 h. \end{cases} \quad (5)$$

Решение задач 1 и 2 предполагает решение системы уравнений (5).

Преобразуем систему (5) в уравнение вида

$$\Delta P = \frac{32,5 \mu h}{\delta^2} \frac{Q}{S} \frac{1}{\Pi} + \frac{0,46 \rho h}{\Pi^2 \delta} \left( \frac{Q}{S} \right)^2. \quad (6)$$

В этом уравнении семь независимых переменных ( $\delta$ ,  $\Pi$ ,  $Q$ ,  $h$ ,  $S$ ,  $\rho$ ,  $\mu$ ), от совокупности значений которых решение уравнения может иметь свои особенности.

Для цилиндрической стенки ФЭ втулочной формы (рис. 1,б), когда жидкость течёт вдоль его радиуса, необходимо учитывать ещё и влияние цилиндрической стенки на гидравлические характеристики. В работе [5] приводится выражение для числа Рейнольдса при радиальном течении в виде

$$Re_{rad} = C Re, \quad (7)$$

$$\text{где } C = \frac{h}{r_2 \ln \frac{r_2}{r_1}} \approx \frac{r_1}{r_2}. \quad (8)$$

Здесь  $h = (r_2 - r_1)$ ;  $r_1$  и  $r_2$  – внутренний и внешний радиусы втулки соответственно (рис.1,б),  $Re$  – число Рейнольдса для плоской стенки [5].

Следует остановиться на физическом представлении коэффициента  $C$ . Умножая числитель и знаменатель выражения (8) на  $2\pi L$  ( $L$  – длина втулки), получим отношение площадей входа и выхода жидкости из элемента. Существенного влияния фактора коэффициента  $C$ , связанного с этой особенностью геометрии конструкции, на внутреннюю структуру материала МР не выявлено. Следовательно, коэффициент  $C$  оценивает особенности внешней геометрии ФЭ, а не внутренней, как в трубной гидравлике [5]. По аналогии с плоской стенкой запишем систему урав-



нений для втулочной формы ФЭ, в которых реализуется радиальное течение жидкости:

$$\begin{cases} \delta = 0,65 \frac{\delta_0 \Pi}{1 - \Pi}, \\ Q = S V = 2\pi r_1 L V_1, \\ C = \frac{h}{r_2 \ln \frac{r_2}{r_1}} \approx \frac{r_1}{r_2}, \\ \Delta P = \frac{153(1 - \Pi)^2}{2\Pi^3 \delta_0^2} \frac{1}{C} \mu V_1 h + \frac{1,42(1 - \Pi)}{2\Pi^3 \delta_0} C \rho \rho_1^2 h. \end{cases}$$

Уравнение, решённое относительно наибольшей скорости  $V_1$  в пористом образце, может быть записано в следующем виде [5]:

$$\frac{\Delta P}{h} = \frac{153(1 - \Pi)^2}{2\Pi^3 \delta_0^2} \frac{r_2}{r_1} \mu V_1 + \frac{1,42(1 - \Pi)}{2\Pi^3 \delta_0} \frac{r_1}{r_2} \rho V_1^2. \quad (9)$$

Для тонкостенных втулочных ФЭ, наиболее часто реализуемых в конструкциях фильтров, с точностью до величин первого порядка малости имеем  $r_1/r_2 \sim 1$ . В подобных случаях, особенно на этапах эскизного проектирования, можно пренебречь кривизной ФЭ и пользоваться при расчётах уравнением (6), а при поверочных расчётах – уравнением (9).

Обычно при расчёте фильтра в соответствии с требованиями ТЗ задаются значениями  $\delta$ ,  $Q$  и допустимым перепадом давления  $\Delta P$  на фильтре, определяющим, с одной стороны, его прочность, с другой – потери давления. Характеристики жидкости (вязкость  $\mu$  и плотность  $\rho$ ) могут быть определены по справочным данным, например, в зависимости от температуры и давления фильтруемой жидкости [6]. При проектных расчётах, как правило, характеристики жидкости выбирают при минимальных значениях температуры из заданного диапазона по ТЗ, так как при этом реализуются максимальные значения перепада давления и площади фильтрования.

Толщину ФЭ  $h$  (рис. 1,а) можно задать, используя имеющиеся в литературе рекомендации, например [5], с учётом следующих факторов.

Для обеспечения минимальных гидравлических потерь необходимы минимальные значения толщины  $h$ . По результатам исследований [5] минимальная толщина пористого образца должна быть не менее  $10\delta_0$  для обеспечения структурной однородности. Вместе с тем, учитывая зависимость (1) и рекомендуемый диапазон толщин применяемых проволок, минимальная толщина ФЭ должна быть не менее 3 мм. Максимальная толщина может быть определена из условия обеспечения жёсткости или прочности ФЭ. Поэтому компромиссное значение толщины ФЭ обычно следует выбирать в диапазоне 3...5 мм, если на  $h$  в ТЗ не накладываются дополнительные ограничения.

Неизвестные при решении уравнения (6) пористость  $\Pi$  и площадь фильтрующего элемента  $S$  можно выбирать, исходя из следующих условий.

Так, при нахождении параметров структуры ФЭ по расходным характеристикам, целесообразно выбирать  $\Pi \geq 0,6$ . Тем самым можно рационально использовать структуру ФЭ по массовому показателю при обеспечении минимально возможной площади  $S$  пренебречь в расчётах влиянием облитерации на расходную характеристику [5]. Максимально возможная пористость ограничивается жёсткостью и прочностью ФЭ и обычно составляет  $\Pi \leq 0,70 \dots 0,8$ , если нет дополнительных или специальных условий в ТЗ на разработку фильтра в целом. Таким образом, рациональное значение пористости ФЭ следует выбирать в диапазоне значений  $0,6 \leq \Pi \leq 0,8$ . Необходимо учитывать, что уменьшение пористости ведёт к увеличению диаметра проволоки и к снижению затрат по изготовлению ФЭ.

Неизвестную площадь фильтрации  $S$  можно вычислить, воспользовавшись уравнениями (6) и (4). Для этого уравнение (6) целесообразно привести к уравнению вида

$$\frac{0,46\rho h}{\Pi^2 \delta} V^2 + \frac{32,5\mu h}{\Pi \delta^2} V - \Delta P = 0, \quad (10)$$

где  $V = Q/S$  – согласно (4) скорость фильтрации жидкости через проектируемый фильтр.

Введём обозначения:

$$a = \frac{0,46\rho h}{\Pi^2\delta}; \quad b = \frac{32,5\mu h}{\Pi\delta^2},$$

и из решения уравнения (10) получим выражение для скорости ( $V > 0$ ):

$$V = \frac{-b + \sqrt{b^2 + 4a\Delta P}}{2a}. \quad (11)$$

Используя значение  $\Delta P_1$ , определим значение скорости фильтрации  $V_1$ , которая должна обеспечить расход жидкости  $Q_1$ , заданный по ТЗ. Результаты расчёта перепада давления от расхода жидкости ФЭ интерпретированы на рис. 2 линией 1 с расчётной точкой 1.

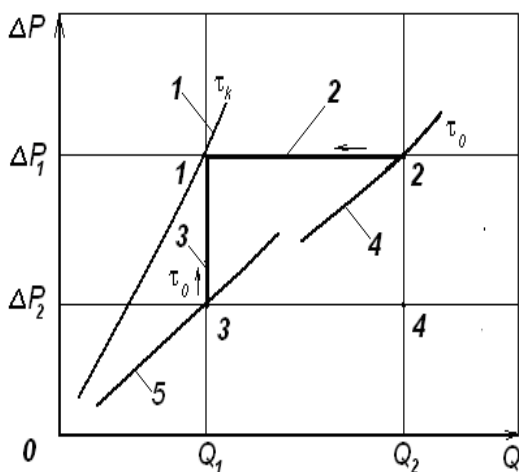


Рис. 2. Зависимость перепада давления  $\Delta P$  от расхода  $Q$  через ФЭ

На рис. 2 по осям координат отображены величины  $\Delta P_1$ ,  $\Delta P_2$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$  – минимальный и максимальный перепады давления и расходы на ФЭ соответственно ( $\Delta P_1$ ,  $Q_1$  – по ТЗ).

**Задача 3** – Определение потребных расходных характеристик ФЭ с учётом ресурса его работы.

С помощью уравнения (4) можно определить площадь фильтрации  $S_f$ , которая обеспечивает заданные в ТЗ расход и гидравлические потери в ФЭ. Это минимальная площадь ФЭ, которая обеспечивает требование ТЗ. На рис. 2 линия 1 – граничная расходная характеристика, у

которой только одна точка 1 удовлетворяет требованиям ТЗ. ФЭ с такой характеристикой, из-за его засорения в процессе эксплуатации не сможет обеспечивать продолжительный ресурс работы, который обычно подразумевается или оговаривается в ТЗ на разработку фильтра. Вычисленные структурные и геометрические параметры ФЭ обеспечивают его характеристики только в начальный момент работы  $\tau_0$ .

Поэтому необходимо определить расходную характеристику ФЭ в начале работы  $\tau_0$  с поправкой на ресурс работы  $\tau_k$ , которая обеспечивается увеличением площади ФЭ по сравнению с первоначально вычисленной площадью  $S_f$  без учёта засорения ФЭ. Для обеспечения ресурса работы ФЭ рассмотрим вид фильтрования с постепенным закупориванием одной поры многими твёрдыми частицами без образования осадка. Такой процесс типичен для разделения суспензий, содержащих небольшую концентрацию малых частиц, взвешенных в жидкости. Он также характерен для задач, связанных с работой фильтра в агрегатах машин. Процесс фильтрования с закупориванием пор может происходить при постоянном перепаде давления  $\Delta P = const$ , что наиболее типично для практики (линия 2 на рис. 2) и постоянном расходе  $Q = const$  при использовании регулятора расхода (линия 3 на рис. 2).

Оценочные расчёты ресурса работы фильтров и дросселей из материала МР приведены в работе [7], в которой предполагается возможность реализации обоих режимов течения через пористый элемент (линия 4 на рис. 2). Однако результаты [7] специфичны и недостаточны для применения в настоящей работе.

Для оценки ресурса работы фильтра можно использовать результаты работы [8], в которой предполагается реализация обоих режимов течения через капиллярную модель пористого материала (линия 5 на рис. 2).

Однако, в случае реализации процесса фильтрации с закупориванием пор при постоянном перепаде давления  $\Delta P = const$ , можно воспользоваться выражением для определения скорости фильтрации суспензии в любой момент времени и зависимостью (4).

Скорость фильтрации в любой момент времени  $V$  представляется в виде [9]

$$V = V_n \left[ 1 + \tau \frac{k_v V_n}{2} \right]^{-2}. \quad (12)$$

Здесь  $V_n$  – начальная скорость фильтрации;  $\tau$  – время работы ФЭ;

$$k_v = \frac{2x_0}{\pi r_k^2 N_k l_k},$$

где  $x_0$  – отношение объёма осадка, осевшего в капилляре, к объёму фильтрата;  $r_k$  – радиус капилляра;  $N_k$  – число капилляров на площади в  $1 \text{ м}^2$ ;  $l_k$  – длина капилляра. Учитывая, что  $\pi r_k^2 N_k = \Pi_n$  – начальная пористость ФЭ, а  $l_k = h$ , выражение (12) можно представить в виде

$$V = V_n \left[ 1 + \tau \frac{V_n \cdot x_0}{\Pi_n \cdot h} \right]^{-2},$$

выбрав за начальную скорость  $V_2$ .

По этой зависимости можно определить скорость фильтрации в конце работы ФЭ

$$V_1 = V_2 \left[ 1 + \tau \frac{V_2 \cdot x_0}{\Pi_n \cdot h} \right]^{-2}.$$

Так как площадь ФЭ в процессе фильтрации не меняется, то  $S_1 = S_2$ . Умножая обе части уравнения на значение площади и записывая его относительно начального расхода, получим выражение для определения начального расхода с учётом ресурса работы

$$Q_2 = Q_1 \left[ 1 + \tau \frac{V_2 x_0}{\Pi_n \cdot h} \right]^2.$$

Воспользовавшись зависимостью (4), можно вычислить искомую площадь  $S_2$  в точке 2

$$S_2 = Q_2 / V_2. \quad (13)$$

Процесс изменения расхода через ФЭ по времени  $\tau$  при условии  $\Delta P = const$  представлен на рис. 2, как указывалось выше, линией 2 (стрелка указывает направления процесса).

Если процесс фильтрации с закупориванием пор происходит при постоянном расходе  $Q = const$ , то для определения гидравлических потерь на ФЭ в любой момент времени воспользуемся выражением, приведенным в работе [9] в виде

$$\frac{1}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{1}{\sqrt{\Delta P_n}} - \frac{1}{2} k_p q, \quad (14)$$

где  $\Delta P$  – перепад давления на ФЭ в любой момент времени;  $\Delta P_n$  – перепад давления на ФЭ в начальный момент времени;

$$q = V\tau, \quad k_p = \frac{2x_0}{\pi r_k^2 N_k l_k} \left( \frac{1}{\Delta P_n} \right)^{1/2}.$$

Учитывая последние выражения и что  $\pi r_k^2 N_k = \Pi_n$  – начальная пористость ФЭ, а  $l_k = h$ , уравнение (14) можно представить в виде

$$\Delta P = \Delta P_n \left[ 1 - \tau \frac{V x_0}{\Pi_n h} \right]^{-2}. \quad (15)$$

В рассматриваемом случае перепад давления на ФЭ  $\Delta P = \Delta P_1$ , который задаётся в ТЗ. Для обеспечения ресурса работы необходимо определить  $\Delta P_2 = \Delta P_n$  – перепад давления на ФЭ в начале его работы, который получим из уравнения (15)

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left[ 1 - \tau \frac{V x_0}{\Pi_n h} \right]^2. \quad (16)$$

С помощью зависимостей (11) и (16) можно вычислить скорость фильтрации  $V_3$  в начальный момент времени. Площадь ФЭ в начале работы можно определить по формуле (4) при условии  $Q_3 = Q_1 = Q$  в виде выражения

$$S_3 = Q / V_3.$$

Процесс изменения перепада давления на ФЭ по времени  $\tau$  при постоянном расходе  $Q = const$  представлен на рис. 2

линией 3 (стрелка указывает направления процесса).

Таким образом, по заданным в ТЗ ограничениям для объёма фильтра, можно спроектировать ФЭ и «вписать» его в заданный объём конструкции с учётом наибольшего из значений  $[S_2, S_3]$  согласно (13) и (17).

Оценить грязеемкость ФЭ можно с помощью изменения пористости за время работы.

Для расчёта пористости ФЭ в конце ресурса его работы можно воспользоваться уравнением (6). Для этого необходимо выбрать значение конечного расхода  $Q_1$  и перепада давления  $\Delta P_1$ , заданных в ТЗ, и вычислить значения площадей ФЭ в зависимости от реализуемого процесса  $S_3$  (17) или  $S_2$  (13), обеспечивающих максимальный расход фильтрата в начале работы, а пористость определить как решение уравнения вида

$$\frac{0,46\rho h}{\delta} \left( \frac{Q}{S_{2,3}} \right)^2 \frac{1}{\Pi_k^2} + \frac{32,5\mu h}{\delta^2} \frac{Q}{S_{2,3}} \frac{1}{\Pi_k} - \Delta P_1 = 0.$$

Введём обозначения:

$$a_1 = \frac{0,46\rho h}{\delta} \left( \frac{Q}{S_{2,3}} \right)^2; \quad b_1 = \frac{32,5\mu h}{\delta^2} \frac{Q}{S_{2,3}}. \quad (17)$$

### Библиографический список

1. Бузицкий В.Н., Сойфер А.М. Цельнометаллические упругодемпфирующие элементы, их изготовление и применение // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. Вып. 19. Куйбышев: КуАИ, 1965. С. 259-266.
2. Белоусов А.И., Изжеуров Е.А., Сетин А.Д. Исследование гидродинамических и фильтровальных характеристик пористого материала МР // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. Вып. 73. Куйбышев: КуАИ, 1975. С. 70-79.
3. Жижкин А.М. Создание тонкостенных изделий из материала МР для теплопередающих конструкций энергетических

Получим уравнение относительно пористости, действительный положительный корень которого равен

$$\Pi_k = \frac{2a_1}{-b_1 + \sqrt{b_1^2 + 4a_1\Delta P_1}}.$$

Изменение внутреннего объёма ФЭ, заполненного твёрдыми частицами равно

$$\Delta V_g = S_{2,3} h (\Pi_1 - \Pi_k),$$

что позволяет с помощью величины  $x_0$  вычислить грязеемкость ФЭ.

### Выводы

1. Расчёты тонкостенных втулочных ФЭ согласно требованиям ТЗ можно осуществлять в аналитически замкнутом виде на базе решения систем уравнений, включая уравнения и для плоской стенки, а также рекомендаций, позволяющих рационально согласовать структурные геометрические, фильтровальные и гидродинамические свойства ФЭ.

2. Выбранный подход к расчёту расходных характеристик позволяет рассчитывать потребные структурные параметры материала МР и геометрические характеристики ФЭ с учётом ресурса их работы.

установок 217 с. Деп. в ВИНТИ, № 135 В2005 от 31.01.2005.

4. Лазуткин Г.В. Формование изделий из упругодемпфирующего материала МР для агрегатов и систем транспортной техники // Вестник транспорта Поволжья. 2010. № 4. С. 82-90.

5. Изжеуров Е.А. Формирование элементов конструкций гидродинамического тракта энергетических установок из упругого пористого материала. М.: Машиностроение, 2001. 286 с.

6. Варгафтик Е.Б. Справочник по теплофизическим свойствам жидкостей и газов. М.: Наука, 1972. 720 с.

7. Фалалеев С.В., Жижкин А.М. Исследование влияния засоряемости фильтрующих и дросселирующих элементов на

работоспособность торцовых уплотнений // Трение и износ. 1996. Т. 17, № 2. С. 225-229.

8. Жужиков В.А. Теория и практика разделения суспензий. М.: Химия, 1980. 400 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: [azhizhkin@yandex.ru](mailto:azhizhkin@yandex.ru). Область научных интересов: гидродинамика пористых тел.

**Лазуткин Геннадий Васильевич**, доктор технических наук, ведущий научный сотрудник отраслевой лаборатории вибрационной прочности и надёжности авиационных изделий, Самарский государственный аэрокосмический универси-

тет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [lazutkin.gennadij@mail.ru](mailto:lazutkin.gennadij@mail.ru). Область научных интересов: механика сплошных сред.

**Волкова Татьяна Викторовна**, младший научный сотрудник отраслевой лаборатории вибрационной прочности и надёжности авиационных изделий, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [twigggy@yandex.ru](mailto:twigggy@yandex.ru). Область научных интересов: конструкционная прочность, конструкция двигателей.

## **CALCULATION OF SLEEVE-SHAPED FILTER ELEMENTS MADE OF THE MR MATERIAL**

© 2014 A. M. Zhizhkin, G. V. Lazutkin, T. V. Volkova

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The article deals with the calculation of the characteristics of the thin-walled sleeve-type filter elements defined structural properties of the MR material. Existing results on the structural, filter, consumables and hydrodynamic characteristics of wire materials, the impact of their lifetime are fragmented and not linked to the calculation analytically closed form with the structural and technological parameters of the filter elements of the MR material. In the present paper we solve the problem of creating the calculation of the filter elements of the MR material with the specified filtering and hydrodynamic characteristics of the subject to the restrictions on the choice of dimensions and duration of use of the filter as a whole. The solutions of the fundamental problems to determine the structural and hydrodynamic characteristics of the MR material. The paper determines the possibility of creating a filter element, based on a given flow to ensure its performance and service life. We propose an algorithm for calculating the basic characteristics of the filter elements. It includes the solution of the system, and together with them the use of recommendations for selecting parameters of the structure and geometry of the MR material filter elements to ensure their desired filtering and hydrodynamic characteristics. This lets the rational parameters of the material structure with geometric MR material, filter and hydrodynamic characteristics of the filter elements. Such a generalized approach to the calculation of flow characteristics also provides an opportunity to take into account the life of the filter element. The use of the results is essential in the practice of creating high-performance filters based on thin-walled structures rational filter elements of bush type of woven wire MR material.

*The filter element, material MR parameters, filtering and hydrodynamic characteristics, resource calculation, design.*

## References

1. Buzitsky V.N., Soifer A.M. // Vestnik transporta Povolzh'ya. 2010. No. 4. P. 82-90. (In Russ)  
Tsel'nometallicheskie uprugodempfiruyushchie elementy, ikh izgotovlenie i primeneniye // Vibratsionnaya prochnost' i nadezhnost' dvigateley i sistem letatel'nykh apparatov. Iss. 19. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Inst. Publ., 1965. P. 259-266 (In Russ)
2. Belousov A.I., Izzheurov E.A., Cetin A.D. Issledovanie gidrodinamicheskikh i fil'troval'nykh kharakteristik poristogo materiala MR // Vibratsionnaya prochnost' i nadezhnost' dvigateley i sistem letatel'nykh apparatov. Iss. 73. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute Publ., 1975. P. 70-79 (In Russ.)
3. Zhizhkin A.M. Creating a thin-walled articles from the MR material for heat transfer designs power plants. Dep. VINITI, № 135-V2005 from 31.01.2005. 217 p. (In Russ)
4. Lazutkin G.V. Product forming from elastic damping meretrans material for aggregates and systems of transport machinery // Vestnik transporta Povolzh'ya. 2010. No. 4. P. 82-90. (In Russ)
5. Izzheurov E.A. Formirovaniye elementov konstruktsiy gidrodinamicheskogo trakta energeticheskikh ustanovok iz uprugogo poristogo materiala [Formation of structural elements of hydrodynamic tract of energy installations of a resilient porous material]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2001. 286 p.
6. Vargaftik E.B. Spravochnik po teplofizicheskim svoystvam zhidkostey i gazov [Handbook on thermophysical properties of liquids and gases]. Moscow: Nauka Publ., 1972. 720 p.
7. Falaleev S.V., Zhizhkin A.M. Influence of clogging of filters and throttles on face seal performance // Journal of Friction and Wear. 1996. V. 17, no. 2. P. 67-71.
8. Zhuzhikov V.A. Teoriya i praktika razdeleniya suspenziy [Theory and practice of separation suspenziy]. Moscow: Khimiya Publ., 1980. 400 p.

## About the authors

**Zhizhkin Alexander Mikhailovich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of Construction and design of aircraft engines Department, Samara State Aerospace University. E-mail: [azhizhkin@yandex.ru](mailto:azhizhkin@yandex.ru). Area of Research: Hydrodynamics of porous bodies.

**Lazutkin Gennadiy Vasilievich**, Doctor of Science (Engineering), a leading researcher branch laboratory vibration strength

and reliability of aeronautical products, Samara State Aerospace University. E-mail: [lazutkin.gennadij@mail.ru](mailto:lazutkin.gennadij@mail.ru). Area of Research: Continuum Mechanics.

**Volkova Tatyana Victorovna**, junior researcher branch laboratory vibration strength and reliability of aeronautical products, Samara State Aerospace University. E-mail: [twiggy@yandex.ru](mailto:twiggy@yandex.ru). Area of Research: science and engineering activities.

## **ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ КОЛЕБАНИЙ ОБОЛОЧКИ**

© 2014 Д.С. Лежин<sup>1</sup>, О.В. Нагурная<sup>1</sup>, Е.В. Никулин<sup>1</sup>, Д. Верньяно<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)

<sup>2</sup>Технический университет г. Турина, Италия

В статье приведены результаты модального анализа вала высокого давления турбореактивного двухконтурного двигателя (ТРДД) НК-8 в пакете ANSYS. В подтверждение расчётов представлены результаты экспериментальных исследований низших частот и форм колебаний оболочки с использованием фотограмметрического комплекса ARAMIS HS. Особое внимание уделено особенностям проведения эксперимента. В частности, отработаны условия установки – закрепления оболочки при проведении исследований для создания свободного состояния вала, опробованы различные способы возбуждения исследуемого объекта, что даёт возможность корректного проведения эксперимента по определению собственных частот. Проведены сравнительные эксперименты при различных значениях кроп – фактора, на основании чего проведён анализ информативности полученных изображений. Отработаны технологии освещения объекта для обеспечения удовлетворительной экспозиции (достаточной для распознавания образа) при малых значениях выдержки. Опробованы методы съёмки исследуемого объекта при сложных алгоритмах триггирования кадров, что даёт возможность проведения экспериментальных исследований гармонических процессов при частотах, превышающих предельные частоты регистрирующей аппаратуры. По результатам отработки указанных факторов составлена методика и проведён эксперимент. В результате получены две низшие собственные частоты, согласующиеся с результатами расчётов, что свидетельствует о правильном моделировании вала в пакете ANSYS и корректно заданных граничных условиях. Получены формы колебаний на частотах 211 Гц и 362 Гц. Формы соответствуют результатам расчётов. Работа выполнена в рамках исследования вала высокого давления ТРДД НК-8 в части корректного моделирования граничных условий – жёсткости и демпфирования фланцевого соединения вала с дисками турбины и компрессора и влияния этих граничных условий на собственные частоты и формы колебаний.

*Измерение, сила, перемещение, эксперимент.*

В рамках экспериментально – расчётных исследований динамики вала высокого давления ТРДД НК-8 проведена серия экспериментов с использованием измерительного комплекса ARAMIS HS. В основе работы комплекса заложен фотограмметрический принцип. Исследовались собственные частоты и формы колебаний вала в свободном состоянии – без соединения вала с дисками компрессора и турбины. Вал представляет собой оболочку с двумя фланцами.

Целью работы является подтверждение расчётной модели и результатов расчётов вала в пакете ANSYS в рамках исследования влияния граничных условий оболочечных моделей. Кроме того, работа проводилась с целью наработки опыта исследования динамических процессов с использованием комплекса ARAMIS.

Авторами выполнен ряд экспериментальных исследований динамических процессов с использованием комплекса ARAMIS [1,2]. Всякий раз наибольшие трудности возникают при необходимости регистрации небольших значений деформаций на габаритных деталях (при низких градиентах изменения деформаций), а также при исследовании процессов, протекающих с частотами, близкими или превышающими допустимые предельные частоты съёмки камер комплекса ARAMIS HS (500 кадр/с). Одной из целей, поставленных авторами при выполнении данной работы, была проверка опыта, наработок и рекомендаций в решении указанных проблемных вопросов, опубликованных различными научными коллективами в ряде статей [3 - 7] при проведении динамических исследований с

аналогичным оборудованием.

Вал был смоделирован в конечно-элементном пакете ANSYS с помощью конечных элементов типа “shell”, что дало возможность получить трёхмерную модель с относительно невысоким количеством элементов. Вал моделировался как свободный объект.

По результатам расчёта в ANSYS первая собственная частота должна иметь значение 204,13 Гц. В первой модальной форме происходит интенсивное возбуж-

дение верхнего фланца вала, в зоне которого наблюдаются четыре пучности с относительно высокими перемещениями. Нижний фланец на этой частоте остаётся практически неподвижным.

На второй модальной форме основное возбуждение наблюдается в среднем поясе вала (рис. 1). Имеют место шесть зон пучности, а фланцы при этой форме остаются невозмущёнными. Форма соответствует расчётной частоте 335,63 Гц.

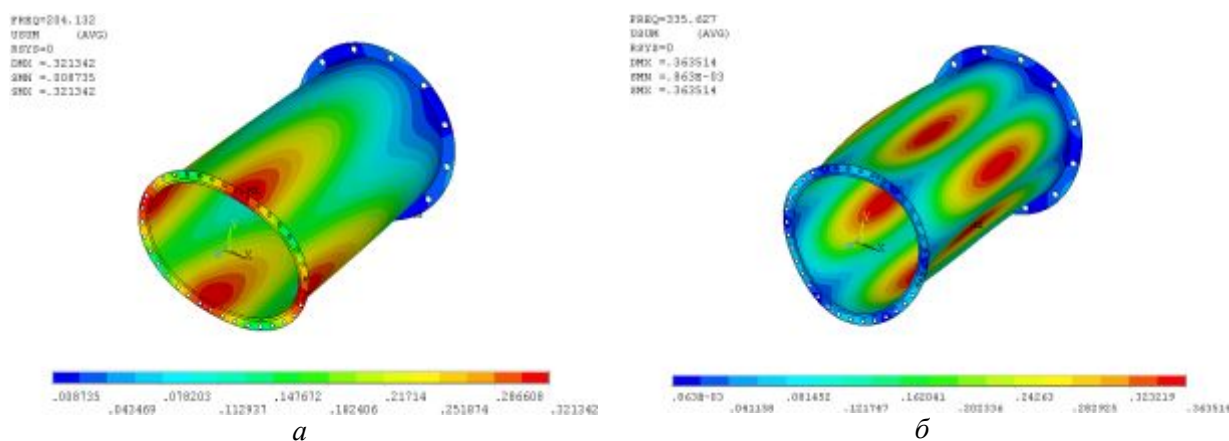


Рис. 1. Низшие расчётные формы колебаний вала: с частотами 204,13 Гц (а), 335,63 Гц (б)

Было выполнено несколько вариантов расчёта с различными граничными условиями на нижнем фланце – со свободным и заземлённым нижним фланцем вала. Расхождение низших собственных частот в зависимости от способа закрепления составило около 5 Гц.

В процессе эксперимента предполагалось проверить низшие частоты и формы колебаний вала.

Для создания свободного состояния вала он был размещён на пневмоподушке. Пневмоподвес имеет достаточно низкую собственную частоту (гораздо ниже первой собственной частоты оболочки) и достаточно эффективно обеспечивает обезвешивание и увеличение степеней свободы исследуемого объекта, что соответствует вывешенной оболочке.

Для возбуждения использовался мощный шейкер MODALSHOP 2025E с усилителем 2100E21-400. Шейкер механически связан с исследуемым валом.

Частота возбуждения задавалась с помощью генератора GW INSTEK GFG-8216A, сигнал подавался на вход усилителя. Связь шейкера с исследуемым объектом осуществлялась с помощью закалённой упругой спицы, закрепляемой с одной стороны к шейкеру, а с другой стороны - к приклеенной к валу гайке. Такое соединение позволило наиболее эффективно возбудить конструкцию. При этом спица обеспечивала полную развязку вала и шейкера, масса вала увеличилась на массу гайки и клея, что минимизировало влияние присоединённых масс. Была проведена серия экспериментов с перекалибровками измерительного комплекса ARAMIS на разные измерительные объёмы. Увеличение объёма, с одной стороны, увеличивает площадь доступной для измерения и исследования поверхности, а с другой стороны, при этом увеличивается порог минимально распознаваемых размеров



перемещений. Кроме того, параллельно проводились исследования по регистрации результатов с различной частотой съёмки. Комплекс ARAMIS HS обеспечивает в полноэкранный режим (с разрешением  $1280 \times 1024$ ) максимальную частоту съёмки 500 кадров/с. Однако камеры комплекса и программное обеспечение позволяют осуществлять «кропнинг» - уменьшение размера кадра с одновременной возможностью повышения частоты съёмки. Например, при использовании половинного кадра можно повысить скорость съёмки в 2 раза. «Урезание» кадра идёт по высоте. Данная процедура соответственно уменьшает доступную для исследования площадь при необходимости увеличения частоты съёмки. В результате многочисленных опытов был найден компромисс между скоростью съёмки, порогом перемещения и площадью вала, на которой измеряются перемещения.

Собственные частоты экспериментально определить было достаточно просто: вал, представляющий собой цилиндрическую оболочку, легко входил в резонанс, что было хорошо ощутимо на слух. Низшие экспериментальные собственные частоты составили 211 Гц и 362 Гц. Эти же данные подтвердил эксперимент с измерением значений перемещений в отдельных точках при изменении частоты возбуждения с использованием лазерного виброметра Polytec.

Расхождение расчётных и экспериментальных значений составляет для первой частоты около 6 Гц. На второй собственной частоте расхождение оказалось выше: около 30 Гц, что составляет менее 10%.

Для исследования формы колебаний вала с измерением частоты колебаний необходимо было зафиксировать один период колебаний любой точки объекта.

Попытки повышения частоты съём-

ки таким образом, чтобы фиксировать одно полное колебание оболочки, оказались малоперспективными: ощущается недостаток информации из-за уменьшения площади исследования (так как при этом приходится прибегать к кропнингу кадра) и достаточно быстро наступает порог по предельной частоте колебаний исследуемого объекта. Как показывает практика, на основной тон происходит наложение гармоник, часто имеет место зашумление сигнала, вследствие чего удовлетворительное отображение одного периода такого сигнала возможно при приблизительно десятикратном увеличении частоты дискретизации (в данном случае частоты съёмки колебательного процесса). Подобная методика не дала бы возможности исследовать с помощью комплекса ARAMIS вторую собственную частоту. В качестве примера на рис. 2, 3 приведён результат съёмки вала на первой собственной частоте (на фото распознаваемой области виден характерный предфланцевый поясок).

На рис. 3 представлены перемещения точки 1 (рис. 2) по кадрам съёмки. Зная частоту съёмки по представленному графику перемещений, нетрудно определить частоту колебаний вала.

Поэтому было принято решение проводить исследования в полноэкранный режим, но с использованием триггер-бокса – устройства, управляющего запуском камер комплекса.

Была составлена программа управления камерами так, что съёмка велась с интервалом в несколько периодов с небольшим фазовым сдвигом. Это дало возможность зафиксировать полный период колебаний оболочки с отказом от «погоны» за высокой скоростью съёмки, соответственно полным кадром, с возможностью наблюдения за половиной вала. Результаты (с максимальными амплитудами) представлены на рис. 4.

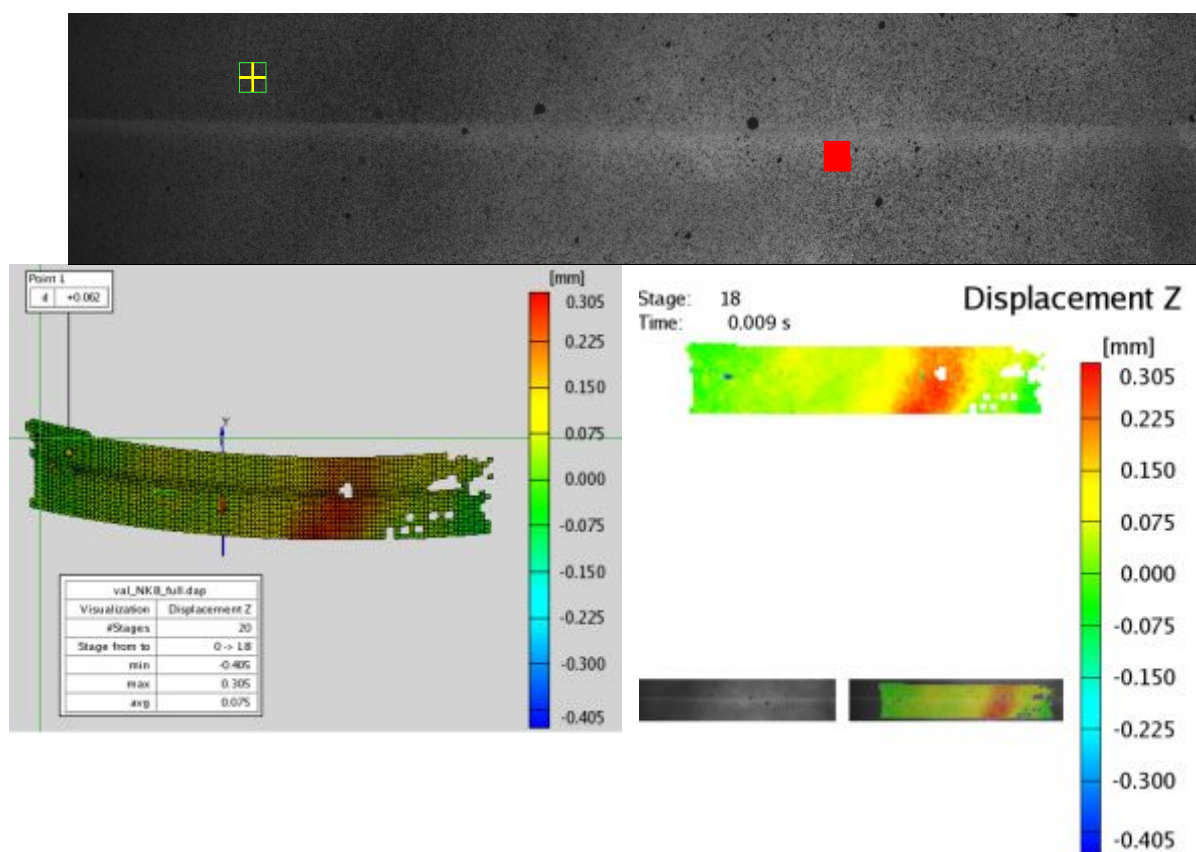


Рис. 2. Колебания фланцевой части вала на частоте 211 Гц, снятые со скоростью съёмки 2000 кадров/с

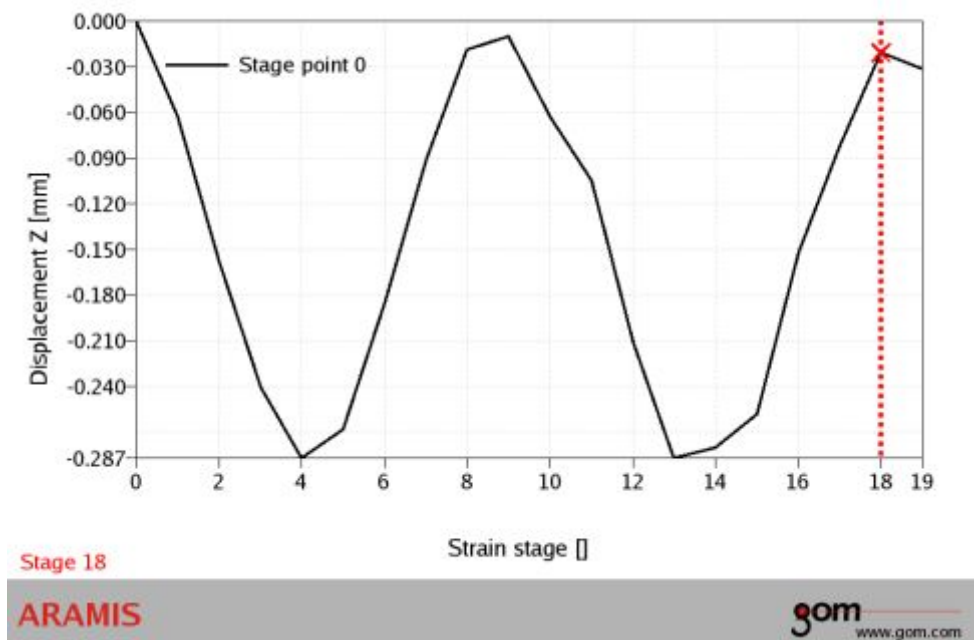


Рис. 3. Перемещения точки 1 по кадрам съёмки

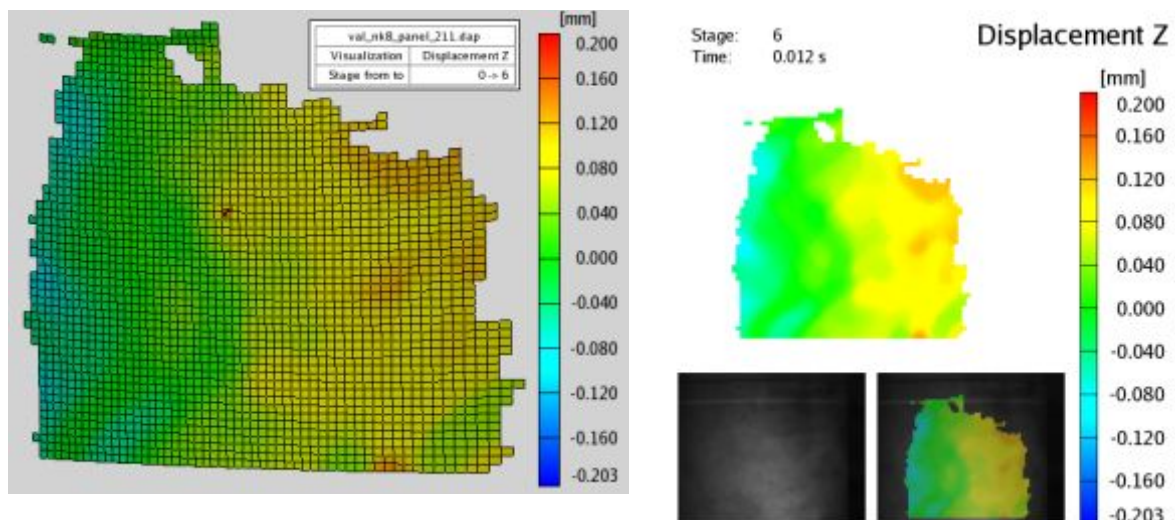


Рис. 4. Форма колебаний на частоте 211 Гц

На данном снимке наглядно видно, что пучность, наблюдаемая на фланцевой зоне вала на рис. 3, по мере приближения к центральной части исчезает, что согласуется с результатами расчёта. Можно сделать вывод, что на частоте 211 Гц наиболее возбуждается фланцевая зона вала.

Та же самая фланцевая часть оболочки на частоте 362 Гц оказывается фактически невозмущённой, что показано на рис. 5.

Зона максимальных амплитуд на этом режиме смещается в центральную

часть оболочки, о чём наглядно свидетельствует рис. 6, полученный съёмкой центральной части вала с возбуждением на частоте 362 Гц. Камеры были сориентированы чётко на зону пучности, по бокам хорошо видно начало аналогичных зон. Наложив зону распознавания на реальное фото вала, можно сделать вывод о наличии на видимой части вала (а это половина оболочки) трёх зон пучности, т.е. на всей оболочке на частоте 362 Гц имеют место шесть зон с максимальной амплитудой, что согласуется с расчётом.

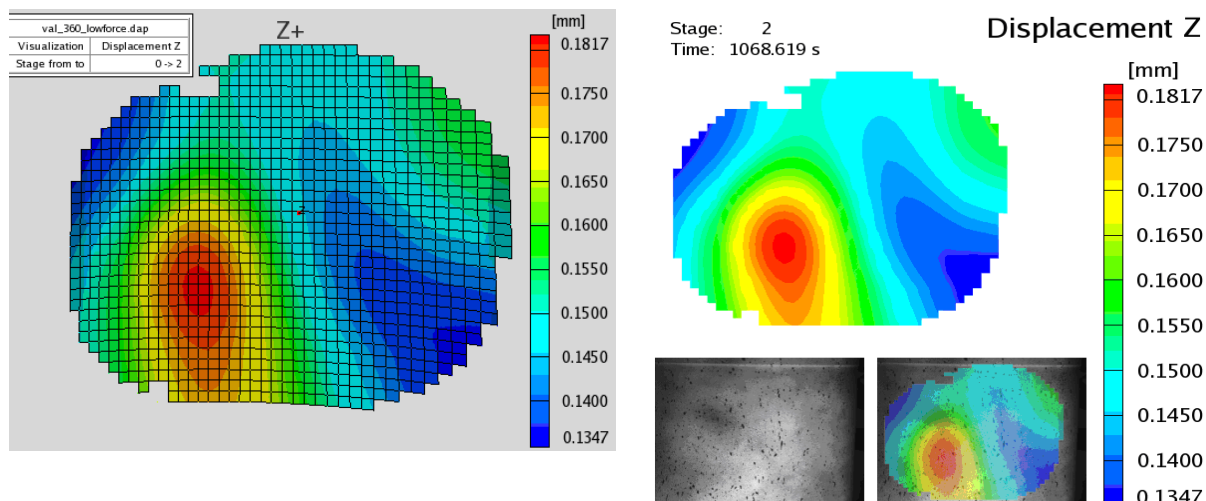


Рис. 5. Форма колебаний фланцевой части вала на частоте 362 Гц

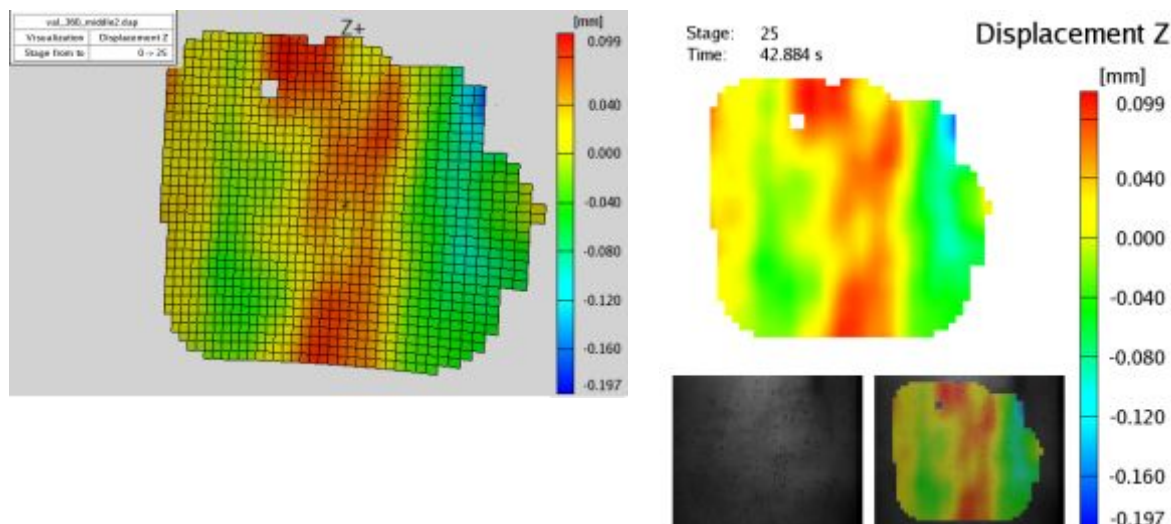


Рис. 6. Форма колебаний средней части вала на частоте 362 Гц

Предварительно с помощью лазерного виброметра была проверена стабильность характеристик гармонического процесса колебаний вала.

Все приведённые результаты экспериментов были обработаны: проведены интерполяция нераспознаваемых участков и сглаживание. Реальная картина колебаний оболочки имела более неоднородный характер, что можно объяснить спецификой самого метода регистрации – конечным значением времени экспозиции, а также особенностями реального объекта.

Несмотря на то, что съёмка велась в режиме внешнего запуска, с достаточно большим (0,01 с) интервалом между кадрами, высокие частоты регистрируемых процессов потребовали для получения высокой чёткости кадров уделить большое внимание выбору времени экспозиции. Этот вопрос также явился результатом компромисса. Желательное с точки зрения снимаемого процесса уменьшение выдержки влечёт за собой проблемы недостаточной освещённости объекта исследований и необходимость раскрытия диафрагмы, что, как известно, снижает глубину резкости. Последнее обстоятельство имеет большое значение из-за специфики формы исследуемого объекта. В результате многочисленных проб съёмка велась с выдержкой 0,19 - 0,3 мс, при этом был использован мощный

фронтальный осветитель 2 кВт и боковые источники направленного освещения. Как показало сравнение результатов, полученных при разных выдержках, большие значения выдержки при регистрации динамических процессов реальных объектов на комплексе ARAMIS могут существенно увеличивать структурную неоднородность поля перемещений.

Несмотря на ограниченные размеры полей перемещений, полученных на комплексе ARAMIS, их достаточно, чтобы провести сравнение с результатами расчётов.

Качественная картина полей перемещений на обеих низших частотах совпадает полностью. Следует отметить некоторые отличия распределения перемещений внутри пучности, зарегистрированные комплексом ARAMIS и представленные на рис. 6. Зона максимальных перемещений представляет собой не единый эллипс, как это было представлено по результатам расчёта, а несколько локальных экстремумов.

Аналогичные эксперименты были проведены с помощью виброметра Polytec-3D, для которого поле сканирования было намного шире, давая уже аккуратную модальную форму всей оболочки. Тем не менее, ARAMIS дал ограниченную, но дискретно более точную картину деформированной формы

и также представление об одномоментных перемещениях всех точек поверхности исследуемого объекта в исследуемой зоне.

В результате проведённого эксперимента получены две низшие собственные

частоты, согласующиеся с результатами расчётов, что свидетельствует о правильном моделировании вала в пакете ANSYS и корректно заданных граничных условиях.

#### **Библиографический список**

1. Лёжин Д.С., Паровай Ф.В., Собоуль А.В. Применение бесконтактного измерительного комплекса «ARAMIS» в экспериментальных задачах // Вестник СГАУ. 2011. № 3(27), ч. 4. С. 244-253.

2. Уланов А.М., Лежин Д.С., Швецов А.В. Экспериментальное исследование колебаний трубопровода ГТД с опорой из МР для отработки методики расчёта в среде ANSYS // Вестник СГАУ. 2012. № 3(34), ч. 3. С. 245-250.

3. Schmidt T., Tyson J., Galanulis K. Full-Field Dynamic Displacement and Strain Measurement Using Advanced 3D Image Correlation Photogrammetry: Part I // Experimental Techniques. 2003. V. 27, no. 3. P. 47-50.

4. Schmidt T., Tyson J., Galanulis K. Full-Field Dynamic Displacement and Strain Measurement Using Advanced 3D Image

Correlation Photogrammetry: Part II // Experimental Techniques. 2003. V. 27, no. 4. P. 22-26.

5. Schmidt T., Tyson J., Galanulis K., Revilock D., Melis M. Full-field dynamic deformation and strain measurements using high-speed digital cameras // Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering. 2005. V. 5580. P. 174-185.

6. Eriksen R., Berggreen C., Boyd S.W., Dulieu-Barton J.M. Towards high velocity deformation characterisation of metals and composites using Digital Image Correlation // EPJ Web of Conferences. 2010. V. 6. Article number 31013.

7. Yu J.H., Dehmer P.G. Dynamic Impact Deformation Analysis Using High-speed Cameras and ARAMIS Photogrammetry Software. Aberdeen Proving Ground, MD: Army Research Laboratory; 2010.

#### **Информация об авторах**

**Лёжин Дмитрий Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [ldms@mail.ru](mailto:ldms@mail.ru). Область научных интересов: измерения вибрации, торцовые уплотнения, динамика и прочность, бесконтактные методы в эксперименте.

**Нагурная Ольга Васильевна**, ведущий программист кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [ulch@mail.ru](mailto:ulch@mail.ru). Область научных интересов: математические модели, программи-

рование, обработка и анализ результатов.

**Никулин Евгений Викторович**, инженер кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [nikulinevgen@rambler.ru](mailto:nikulinevgen@rambler.ru). Область научных интересов: проведение экспериментальных исследований, электротехнические и электронные элементы стендового оборудования.

**Верньяно Даниэль**, магистрант по аэрокосмической технике, Туринский политехнический университет, Италия. E-mail: [vdk.88@mail.ru](mailto:vdk.88@mail.ru). Область научных интересов: динамика, вибрация, проектирование газотурбинных двигателей, история авиации, технический перевод.

## EXPERIMENTAL STUDIES OF SHELL VIBRATIONS

© 2014 D.S. Lezhin<sup>1</sup>, O.V. Nagurnaya<sup>1</sup>, E.V. Nikulin, D. Vergnano<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

<sup>2</sup>Technical University of Torino, Torino, Italy.

Results of modal analysis by ANSYS software for high pressure shaft of turbofan engine NK-8 are presented. Results of experimental researches of low modes and frequencies of the shell by photogrammetric complex ARAMIS HS are given as verification of calculations. The main attention is for experiment fulfillment features. For example, conditions of shell installation for free position of shaft are developed; different ways of researched shell vibration excitement are used. It gives a possibility of correct experiment for own frequencies obtaining. Comparison experiments for different values of crop-factor are fulfilled; analysis of information volume for obtained pictures is undertaken. Technology of researched object lighting for satisfactory image recognition for little exposure is developed. Methods of researched object photographing for complex algorithm of pictures switching are developed. It gives a possibility of experimental research of vibration processes which frequency is more than limit frequency of recording equipment. By these results an experimental methodic is developed and an experiment is fulfilled. First and second own frequencies are obtained experimentally; its values correspond to calculation results. In means that modeling of shaft in ANSYS software and boundary conditions are correct. Vibration modes for frequencies 211 Hz and 362 Hz are obtained. It corresponds to calculation results too. This research is fulfilled as a part of research of high pressure shaft of turbofan engine NK-8, as obtaining of correct model of boundary conditions (stiffness and damping of flange connection between shaft and disks of turbine and compressor) and influence of these boundary conditions on own frequencies and modes.

*Measurements, stress, displacement, experiments.*

### References

1. Lezhin D.S., Parovay F.V., Sobul A.V. Application of contactless measuring complex «ARAMIS» in experimental tasks // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2011. No. 3(27), part 4. P. 244-253 (In Russ.)
2. Ulanov A.M., Lezhin D.S., Shvecov A.V. Experimental research of vibrations of pipeline of GTD with support from MR for working off method of calculation in environment of ANSYS // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2012. No. 3(34), part 3. P. 245-250 (In Russ.)
3. Schmidt T., Tyson J., Galanulis K. Full-Field Dynamic Displacement and Strain Measurement Using Advanced 3D Image Correlation Photogrammetry: Part I // Experimental Techniques. 2003. V. 27, no. 3. P. 47-50.
4. Schmidt T., Tyson J., Galanulis K. Full-Field Dynamic Displacement and Strain Measurement Using Advanced 3D Image Correlation Photogrammetry: Part II // Experimental Techniques. 2003. V. 27, no. 4. P. 22-26.
5. Schmidt T., Tyson J., Galanulis K., Revilock D., Melis M., "Full-field dynamic deformation and strain measurements using high-speed digital cameras". 26th International Congress on High-Speed Photography and Photonics, SPIE Vol, 5580. P. 174-185. (2005)
6. Eriksen R., Berggreen C., Boyd S.W., Dulieu-Barton J.M. Towards high velocity deformation characterisation of metals and composites using Digital Image Correlation // EPJ Web of Conferences. 2010. V. 6. Article number 31013.
7. Yu JH, Dehmer PG. Dynamic Impact Deformation Analysis Using High-speed Cameras and ARAMIS Photogrammetry Software. Aberdeen Proving Ground, MD: Army Research Laboratory; 2010.

#### **About the authors**

**Lezhin Dmitriy Sergeevich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Samara State Aerospace University. E-mail: [ldms@mail.ru](mailto:ldms@mail.ru). Area of Research: measurement, vibration engineering, contact seals, contactless methods experiment.

**Nagurnaua Olga Vasilievna**, Lead Programmer, Samara State Aerospace University. E-mail: [ulch@mail.ru](mailto:ulch@mail.ru). Area of Research: mathematical models, programming, data processing and analysis.

**Nikulin Evgeny Viktorovich**, Engineer, Samara State Aerospace University. E-mail: [nikulinevgen@rambler.ru](mailto:nikulinevgen@rambler.ru). Area of Research: experimental studies, electrical and electronic components of the bench equipment.

**Vergnano Daniele**, aerospace engineering master student, Politecnico di Torino. E-mail: [vdk.88@mail.ru](mailto:vdk.88@mail.ru). Area of Research: dynamics, vibration engineering, construction of gas turbine engines, aviation history, technical translation.

УДК 621.454.2:621.45.038.23

## ОБ ОПЫТЕ РАЗРАБОТКИ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ 11Д58МФ

©2014 А.А. Смоленцев

Ракетно-космическая корпорация “Энергия” имени С.П. Королёва, г. Королёв

В статье представлен анализ проектно-конструкторских работ, выполненных при проектировании жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) 11Д58МФ, разрабатываемого ОАО «РКК «Энергия» для разгонного блока (РБ) типа ДМ. Разрабатываемый ЖРД обладает рядом особенностей, требующих нестандартных подходов к его проектированию. В состав двигателя включены опытная камера сгорания, система управления с функциями диагностики и аварийной защиты, блоки подачи окислителя и горючего с элементами баковых устройств, обеспечивающих гарантированный забор компонентов топлива при многократных его включениях, блоки двигателей малой тяги, работающие на газообразном кислороде и обеспечивающие предстартовый импульс разгонного блока и ориентацию РБ в полёте. Охлаждение камеры осуществляется жидким кислородом без использования внутреннего завесного охлаждения, сопло камеры выполняется с неохлаждаемым насадком с высокой степенью расширения. Эффективность организации рабочего процесса в камере сгорания обеспечивается щелевой смесительной головкой, в которой использована схема смешения компонентов топлива: струя горючего в сносящем потоке окислителя. Основные проектно-конструкторские решения по камере сгорания: использование щелевой смесительной головки двигателя, выполнение геометрии тракта охлаждения с переменными высотой, толщиной и углом наклона ребра к оси камеры, технология изготовления, сборки и пайки смесительной головки и камеры сгорания прошли экспериментальную апробацию. В процессе проектирования ЖРД был определён состав агрегатов пневмогидроавтоматики, блока двигателей малой тяги, автономной системы управления двигателем, подход к выбору которых носит универсальный характер и может быть использован при разработке аналогичных двигателей.

*Разгонный блок, жидкостный ракетный двигатель, камера сгорания, щелевая смесительная головка, тракт охлаждения, агрегаты пневмогидроавтоматики, блок двигателей малой тяги, автономная система управления.*

### Основные характеристики двигателя 11Д58МФ и состояние его разработки

Создаваемый в РКК «Энергия» многофункциональный ЖРД 11Д58МФ для разгонного блока типа ДМ [1,2] сочетает как опыт разработки и 40-летней эксплуатации ЖРД 11Д58М, так и современные тенденции и перспективные разработки. Эксплуатация двигателя 11Д58МФ в составе модернизированного РБ типа ДМ позволит повысить его конкурентоспособность, а также сохранить преемственность отечественной школы ракетного двигателестроения.

Основные характеристики и принципы проектирования ЖРД 11Д58МФ следующие:

- тяга 5 тс, оптимальная для размерности разгонного блока типа ДМ и выполняемых им задач;

- габариты двигателя и мест установки в РБ соответствуют двигателю-прототипу 11Д58М, т.е. не требуют значительной доработки конструкции РБ;

- двигатель создаётся многофункциональным. В его состав включены: автономная система управления с функциями диагностики и аварийной защиты; блоки подачи окислителя и горючего с элементами баковых устройств, обеспечивающих гарантированный забор компонентов топлива при многократных включениях и снижение остатков незабора; блоки двигателей малой тяги, работающие на газообразном кислороде и обеспечивающие ориентацию РБ в полёте и предстартовый импульс РБ;

- охлаждение камеры осуществляется криогенным кислородом без использования внутреннего завесного охлаждения камеры сгорания (КС) горючим, что позволяет значительно повысить удельный импульс тяги;

- камера выполняется с неохлаждаемым насадком радиационного охлаждения из жаропрочного хромо-никелевого сплава с высокой степенью расширения;



- многие схемно-конструктивные решения заимствуются с двигателя 11Д58М, в частности: химическое зажигание, измерение расходов компонентов с использо-

ванием турбинных расходомеров, ряд агрегатов пневмогидроавтоматики.

Состав многофункционального двигателя 11Д58МФ представлен на рис. 1.

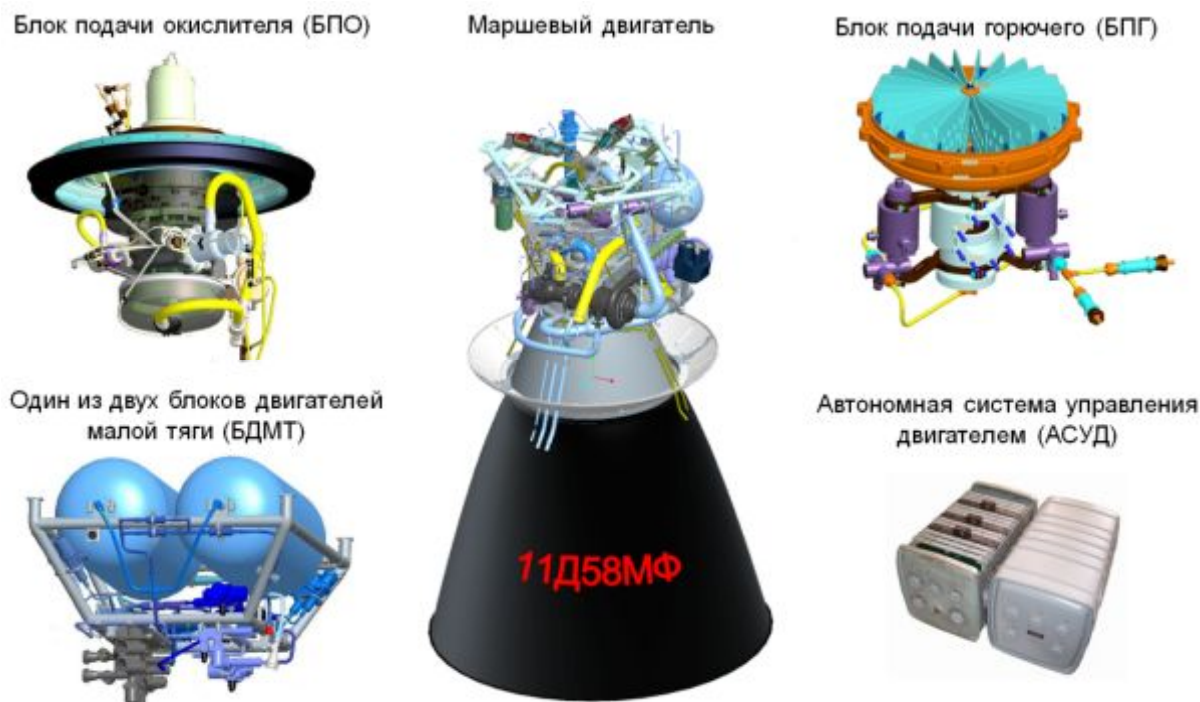


Рис. 1. Состав многофункционального двигателя 11Д58МФ

К настоящему времени завершены этап эскизного проектирования двигателя 11Д58МФ и выпуск основного комплекта конструкторской документации, ведётся автономная отработка составных частей маршевого двигателя. Проведённые автономные испытания агрегатов двигателя подтверждают получение основных проектных параметров, заложенных на этапе проектирования.

Проведены огневые испытания восьми экспериментальных и опытных камер сгорания, охлаждаемых жидким кислородом. Суммарная наработка при огневых испытаниях составила 730 с при 30 включениях, одна из камер проработала 7 раз по 30 с [3]. Испытания подтвердили надёжность и эффективность охлаждения камеры сгорания ЖРД жидким кислородом, высокую полноту сгорания компонентов топлива. Проведены огневые испытания пяти газогенераторов, полностью подтвердившие все заложенные параметры и устойчивость рабочего процесса. Проведены автономные испытания со-

ставных частей турбонасосного агрегата (насосы окислителя, горючего и турбина - по отдельности), по результатам испытаний проведена доработка конструкторской документации (КД). Проведены испытания опытного образца бустерного турбонасосного агрегата, в том числе с имитацией запуска двигателя и при минимальном давлении в баке. Проведены доводочные испытания вновь разработанных агрегатов пневмогидроавтоматики.

Основной комплект КД двигателя 11Д58МФ разработан и передан на завод-изготовитель ОАО «Красмаш», на котором в основном завершена подготовка производства для изготовления агрегатов двигателя [4]. Таким образом, в настоящее время реализуется этап автономных доводочных испытаний отдельных агрегатов и проводится подготовка к доводочным испытаниям двигателя в целом.

Представляется возможным оценить результаты выполненной работы по созданию двигателя 11Д58МФ.

### Камера сгорания

Камера сгорания (КС) двигателя 11Д58МФ обладает следующими особенностями:

- охлаждение камеры осуществляется криогенным кислородом без использования колец внутреннего завесного охлаждения КС горючим;
- тракт охлаждения образован фрезерованными каналами с переменной высотой, углом наклона к оси и толщиной ребра;
- на дне каналов электроэрозионным способом нанесена искусственная шероховатость с оптимальным профилем;
- на огневую стенку из бронзы БрХЦрТ со стороны продуктов сгорания нанесено хромовое покрытие малой толщины;
- смесительная головка щелевого типа и конструкция в основном заимствуется от двигателя-прототипа 11Д58М;
- профиль сверхзвуковой части сопла выполнен со второй угловой точкой.

При проектировании конструкции тракта охлаждения был проведён комплекс расчётных работ, направленных на обеспечение оптимального теплового состояния огневой стенки камеры сгорания при сохранении приемлемого перепада давления. Была разработана расчётная методика, позволяющая проводить оценку теплового состояния камеры сгорания с учётом особенностей течения криогенного кислорода. При проектировании камеры было принято, что каналы тракта охлаждения должны иметь переменный профиль. Фрезерование каналов, имеющих переменную высоту, угол наклона к оси и толщину ребра, для современных станков с числовым программным управлением (ЧПУ) не представляет сложности. Нанесение искусственной шероховатости, предназначенной для интенсификации теплообмена от огневой стенки к охладителю, является отработанной технологической операцией, хотя и достаточно трудоёмкой.

Соединение бронзовой огневой стенки и стальной наружной оболочки камеры осуществляется высокотемпературной вакуумной пайкой. Этот процесс

является одним из самых ответственных при изготовлении камеры, поскольку отклонения от технологического процесса пайки могут приводить к запяям тракта охлаждения. Две из семи изготовленных камер сгорания [3] были изготовлены с запаями одного-двух каналов тракта охлаждения, связанными с отличиями технологии их изготовления от штатной: в сужающейся части камеры сгорания наружная оболочка сопла была сформирована вкладышами. Тем не менее, данные камеры сгорания прошли огневые испытания, во время которых были получены ценные данные по поведению конструкции при наличии дефекта. После перехода к штатной технологии изготовления КС с использованием развальцовки сверхзвуковой части сопла последующие камеры сгорания не имели дефектов, связанных с запаями тракта охлаждения.

Эффективность рабочего процесса в камере сгорания зависит от качества распыла и смешения компонентов топлива, обеспечиваемого смесительной головкой. Принцип работы щелевой смесительной головки основан на смешении и горении струй горючего в сносящем потоке окислительного газа, что обеспечивает более высокую равномерность поля температур по сравнению с форсуночными головками (струйно-струйными и струйно-центробежными). Наибольшим недостатком щелевой смесительной головки является сложная технология изготовления: кольца, образующие каналы подачи горючего, соединяются высокотемпературной вакуумной пайкой. Несмотря на некоторую схожесть технологии с пайкой камеры, требования к обеспечению режима пайки смесительной головки значительно строже. При пайке необходимо обеспечить надёжное соединение периферийного кольца, выполненного из меди, с толстостенным стальным корпусом, соединение колец подачи горючего и пилонов, и при этом герметичность полученных соединений должна быть полной. Для этого требуется равномерность температурного по-

ля в процессе пайки и плавное остывание после него.

Качество изготовления щелевой смесительной головки контролируется проведением проливки водой и продувкой воздухом, во время которой измеряется равномерность поля скоростей на выходе. При высокой неравномерности во время огневой работы камеры смесительная головка может создавать высокотемпературные струи, которые приведут к перегреву огневой стенки и её прогару, что и было обнаружено при огневых испытаниях некоторых опытных камер сгорания.

Для подтверждения эффективности и надёжности охлаждения жидким кислородом было изготовлено и испытано 3 экспериментальных и 5 опытных камер сгорания (ОКС). Общий вид ОКС представлен на рис. 2. Максимальная наработка на одной из камер составила 210 с при 7 включениях. Получен большой объём экспериментальных данных: показатели экономичности рабочих процессов в камере сгорания, значения перепада давления и подогрева кислорода в тракте охлаждения, поведение основного материала и хромового покрытия огневой стенки. Ис-

следованы процессы окисления поверхности тракта охлаждения и разработаны мероприятия по снижению их влияния. Проведён анализ поведения материала огневой стенки при появлении пролиза огневой стенки и втекания кислорода в огневую полость: катастрофического разрушения конструкции при этом не происходит, камера сохраняет работоспособность. Таким образом, получено экспериментальное подтверждение основных проектно-технических решений по камере сгорания: использование щелевой смесительной головки, аналогичной смесительной головки двигателя 11Д58М; геометрия тракта охлаждения с переменной высотой, толщиной и углом наклона ребра к оси камеры; технологии изготовления, сборки и пайки смесительной головки и камеры сгорания.

Для подтверждения требуемой надёжности работы камеры требуется принятие мер по улучшению охлаждаемости камеры и проведение длительных испытаний с целью наработки огневого ресурса. Эти работы будут проводиться в рамках уточняющих испытаний опытных камер сгорания.

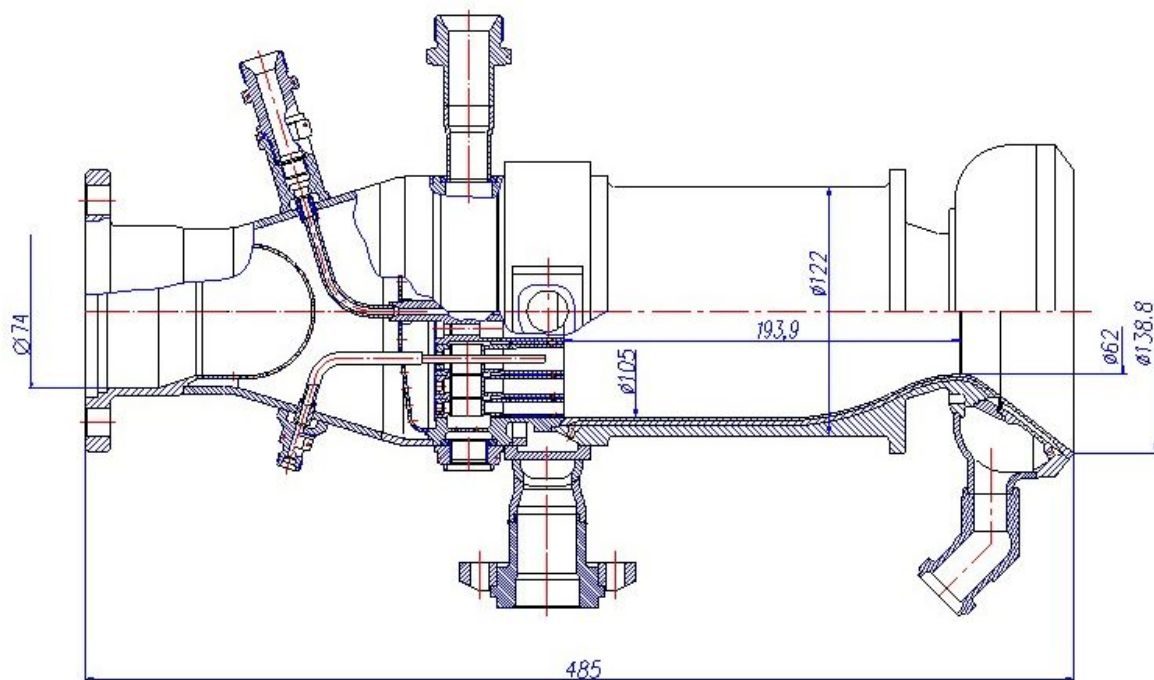


Рис. 2. Общий вид опытной камеры сгорания

### **Агрегаты пневмогидроавтоматики**

Пневмогидравлические схемы (ПГС) ЖРД разгонных блоков и верхних ступеней являются значительно более сложными, чем ПГС ЖРД первых ступеней [5]. Это обусловлено необходимостью выполнения требования многократного запуска маршевого двигателя в полёте. Для обеспечения запуска, регулирования и останова используются различные агрегаты пневмогидроавтоматики (АПГА), управляющие подачей расходов компонентов и регулированием их расхода, подачей управляющего газа на открытие пневмоклапанов, и обеспечивающие необходимые продувки магистралей перед запуском и после выключения, раскрутку бустерного и основного турбонасосных агрегатов и т.д.

На этапе эскизного проектирования двигателя 11Д58МФ было принято несколько принципиальных решений, определивших состав АПГА:

1) сокращение номенклатуры клапанов, используемых для операций запуска и останова, за счёт разработки универсального электропневмогидроклапана;

2) регулирование соотношения расходов компонентов осуществляется полнорасходным дросселем, установленным в магистрали газообразного кислорода за трактом охлаждения камеры сгорания;

3) регулирование тяги осуществляется дросселем, установленным в магистрали подачи керосина в газогенератор;

4) на входе в смесительную головку камеры сгорания по линии горючего и на входе в тракт охлаждения камеры устанавливаются одинаковые пускоотсечные пневмоклапаны новой разработки;

5) от двигателя-прототипа 11Д58М заимствуются разделительные клапаны окислителя и горючего, установленные в баках на входе в двигатель, и ряд других клапанов.

Таким образом, для двигателя 11Д58МФ на этапе эскизного проектирования предполагалось разработать четыре новых агрегата, а остальные АПГА заимствовать от двигателя-прототипа. Разра-

ботка конструкции данных агрегатов была поручена ОАО КБХА. В дальнейшем на этапе автономной отработки были успешно подтверждены характеристики пневмоклапана и дросселя регулирования расхода керосина в газогенератор, в то время как при разработке универсального электропневмогидроклапана и дросселя регулирования расхода газообразного кислорода были выявлены трудности.

#### **Универсальный электропневмогидроклапан**

Было предложено разработать универсальный электропневмогидроклапан (ЭПГК), способный работать при высоких давлениях (до  $250 \text{ кгс/см}^2$ ) на различных компонентах топлива (кислороде, керосине, гелии, азоте), обеспечивая при этом большое количество срабатываний. Основными требованиями к ЭПГК были высокая скорость открытия и закрытия, высокая герметичность, низкое энергопотребление. Всего в двигателе планировалось установить 16 подобных клапанов, в связи с этим были установлены жёсткие требования по массе его конструкции. Аналог подобного клапана существует и успешно функционирует в составе двигателя РД-0146.

Диаметр проходного сечения клапана составил 4 мм. Конструктивно клапан выполнен с шаровой затворной парой (диаметр шара 10 мм), поворот которой осуществляется при помощи электромагнита.

После разработки необходимой КД и подготовки производства было изготовлено несколько экспериментальных образцов ЭПГК (рис. 3). Данный клапан оказался чрезвычайно сложным в изготовлении. Высокую герметичность клапана можно обеспечить только при высочайшей точности изготовления затворной пары. Учитывая размер уплотняющих элементов и плотность компоновки клапана, изготовление и сборка элементов клапана становились ювелирной работой. В условиях опытного производства это привело к многочисленным замечаниям к изготовленным агрегатам.



Рис. 3. Универсальный электропневмогидроклапан

В итоге шаровая затворная пара в ЭПГК устанавливалась методом селективной сборки, практически все изготовленные клапаны были подвергнуты неоднократным переборкам для выполнения требований технического задания (ТЗ).

Экспериментальные работы с ЭПГК, проведенные как на заводе-изготовителе, так и на испытательной базе РКК «Энергия», показали наличие нескольких технических противоречий, представленных в табл. 1.

Был предложен ряд мероприятий, заключавшихся в доработке клапана и совершенствовании технологических операций изготовления.

Таблица 1 – Технические противоречия, возникшие при отработке конструкции ЭПГК

№	Техническое противоречие	Эффект при увеличении / Эффект при уменьшении	Возможные решения
I	Требования технического задания по работоспособности ЭПГК на <b>различных компонентах</b>	Обеспечение работы ЭПГК на кислороде, керосине, гелии накладывает ограничения на использование материалов (в частности, уплотнения). Экспериментальная отработка ЭПГК должна проводиться на штатных компонентах.	1) Герметичность обеспечивается зазором шаровой затворной пары и уплотнением, выполненным из фторопласта, работоспособного на любом компоненте. 2) Стенды позволяют проводить отработку ЭПГК на штатных компонентах при заданных давлениях.
II	Обеспечение высокой герметичности требует <b>минимального зазора</b> между элементами шаровой затворной пары и уплотняющими деталями	↑ – Увеличение негерметичности ↓ – Увеличение требуемого усилия электромагнита либо заклинивание конструкции (некоторые образцы срабатывали только при повышенном напряжении, некоторые не открывались при большом давлении на входе, некоторые не открывались даже без давления в магистрали). Повышенный износ уплотнения, потеря герметичности через несколько сотен срабатываний.	1) Доработка конструкции шаровой затворной пары и уплотнения (выполнено). 2) Повышение мощности электромагнита (приводит к увеличению массы). 3) Повышение точности изготовления (требует использования высокоточных станков и специальной оснастки, а также отработки технологии изготовления).
III	Требования технического задания по <b>массе</b> ЭПГК обуславливают <b>миниатюрность</b> его деталей	↑ – Невыполнение требований ТЗ, увеличение массы двигателя из-за большого количества ЭПГК в его составе ↓ – Сложность изготовления и сборки. Высокая чувствительность к дефектам исходных материалов. Селективная сборка ответственных деталей (следовательно, конструкция ЭПГК должна допускать его переборку). Сварка элементов конструкции приводит к перегреву и деформации внутренних деталей. Для работы с деталями размером около 5 мм требуется повышенная культура производства из-за высокой вероятности ошибки при сборке.	1) Увеличение размерности клапана, несмотря на повышение его массы, улучшит его технологичность и упростит изготовление (требуется полная переделка конструкции). 2) Повышение точности и качества изготовления и сборки (требует использования высокоточных станков и специальной оснастки). 3) Изменение технологий изготовления и сварки (требуется технологическая оснастка).

Дальнейшая отработка ЭПГК, изготовленных с использованием более точных технологий, в итоге позволила бы обеспечить соответствие их параметров требованиям технического задания.

Однако технико-экономический анализ показал, что внедрение указанных мероприятий фактически привело бы к разработке нового клапана, изготовлению новой технологической оснастки и новому этапу отработки, при этом остались бы вопросы обеспечения качества изготовления. Отработка конструкции клапана для обеспечения требуемой надёжности заняла бы длительное время и потребовала бы дополнительно несколько десятков экземпляров. Учитывая потребность в сложной оснастке и использовании высокоточных станков, трудоёмкость изготовления, сборки и проверки каждого клапана, стоимость каждого экземпляра оказалась чрезмерно высокой: в несколько раз дороже, чем аналогичные существующие клапаны.

Поэтому было принято решение приостановить разработку ЭПГК и заменить его на существующие электро- и пневмоклапаны, изготавливаемые для эксплуатируемого двигателя 11Д58М, с соответствующей доработкой пневмогидравлической схемы двигателя 11Д58МФ. Условия работы некоторых заимствуемых клапанов в двигателе 11Д58МФ отличаются от условий работы в двигателе 11Д58М, что потребует проведения дополнительных экспериментальных проверок. Кроме того, в будущем потребуются решить проблему переноса изготовления данных клапанов из одного завода на другой. Тем не менее, решение заменить вновь разрабатываемый универсальный ЭПГК на ряд заимствуемых клапанов, несмотря на увеличение номенклатуры клапанов в двигателе 11Д58МФ, позволяет сократить время и стоимость его разработки и обеспечить надёжность работы двигателя.

#### **Дроссель регулирования расхода кислорода и схема управления двигателем**

При разработке эскизного проекта двигателя 11Д58МФ была принята следующая схема управления:

- изменение соотношения расходов компонентов топлива осуществляется полнорасходным дросселем, установленным в магистрали подачи газообразного кислорода в газогенератор на выходе из тракта охлаждения камеры;

- регулирование тяги осуществляется изменением расхода горючего в газогенератор, и изменением работоспособности генераторного газа на турбине турбонасосного агрегата (ТНА).

Полнорасходный кислородный дроссель был разработан, были изготовлены опытные образцы и проведены их отработочные испытания на модельном режиме с положительными результатами. Однако для перехода к испытаниям с номинальными параметрами требовалось создание специальной стендовой установки, обеспечивающей расход рабочего тела (газа или жидкости) до 20 л/с и высокую точность измерения расхода и перепада давления на дросселе. Для этого необходимо было либо создание большой газобаллонной системы с высоким рабочим давлением, либо установка мощного водяного насоса. Оценка стоимости создания обеих систем показала, что это потребовало бы больших временных и финансовых затрат.

Технико-экономический анализ показал, что для сокращения сроков и стоимости создания двигателя целесообразно изменить его схему регулирования, исключив кислородный дроссель. При этом изменение соотношения расходов компонентов будет осуществляться с помощью изменения расхода горючего, поступающего от насоса горючего ТНА в камеру сгорания. Для осуществления данной схемы был разработан керосиновый полнорасходный дроссель, который может быть отработан на имеющейся стендовой базе. Этот дроссель установлен параллельно с соплом Вентури, предназначенным для ограничения максимального расхода горючего в момент запуска. Поэтому отработка совместной работы дросселя и сопла Вентури представляет собой отдельную научно-техническую задачу.

### **Блок двигателей малой тяги**

Блоки двигателей малой тяги (БДМТ) предназначены для создания перегрузки для осаждения компонентов топлива в баках перед запуском маршевого двигателя и для обеспечения стабилизации и программных разворотов РБ на пассивных участках полёта. На разгонный блок устанавливаются два БДМТ, состоящих из сопла, обеспечивающего осевую перегрузку, а также сопел тангажа, рыскания и крена.

В эксплуатирующемся разгонном блоке ДМ система обеспечения запуска работает на самовоспламеняющихся токсичных компонентах топлива. При разработке двигателя 11Д58МФ, предназначенного для модернизации разгонного блока ДМ, был заявлен принцип полной экологической чистоты. В связи с этим в БДМТ используются основные компоненты топлива.

Изначально БДМТ разрабатывался с огневым двигателем осевой перегрузки тягой 2,5 кгс, работающем на керосине при баковом давлении и на газообразном кислороде, запасённом в баллонах. Для двигателя такой размерности одной из проблем является надёжность работы системы зажигания. В НПО «Молния» была создана и отработана система зажигания кислородно-керосиновой смеси при низком давлении и малых расходах с учётом опыта работы по системе зажигания объединённой двигательной установки (ОДУ) орбитального космического корабля «Буран».

Одновременно проводился анализ работы двигателя осевой перегрузки (ДОП) с учётом характеристик системы «БДМТ – РБ». Было установлено, что при крайних отклонениях давления в баке горючего, параметров газобаллонной системы подачи кислорода (в том числе параметров редуктора давления кислорода) работа ДОП становилась нестабильной. Тяга ДОП изменялась бы в широких пределах и была бы фактически непредсказуемой, могли возникнуть проблемы

обеспечения устойчивости рабочих процессов в камере сгорания. В частности, при неблагоприятном сочетании параметров горение проходило бы с избытком горючего и при низкой температуре, следовательно, с большим сажеобразованием. В качестве возможного способа решения проблемы рассматривался ряд мероприятий, в том числе доработка редуктора давления окислителя на входе в ДОП. Однако они могли лишь незначительно улучшить характеристики ДОП и были признаны нецелесообразными.

В результате было принято решение заменить огневой ДОП на газореактивное сопло осевой перегрузки (СОП), работающее на газообразном кислороде. При сохранении тяги 2,5 кгс удельный импульс тяги такого сопла равен 60 кгс·с/кг. Несмотря на снижение удельного импульса, за счёт простоты работы подобной системы повышается её надёжность и обеспечивается стабильность величины тяги сопла.

Для обеспечения запуска маршевого двигателя БДМТ должен обеспечить требуемый суммарный импульс предпусковой перегрузки. Учитывая снижение удельного импульса тяги СОП по сравнению с ДОП, для этого потребовалось увеличить суммарный объём баллонов кислорода с 60 до 80 л в каждом БДМТ. Кроме того, потребовалась разработка нового электроклапана подачи кислорода к соплам БДМТ.

Объём газа, запасённый в баллонах, достаточен для обеспечения двух запусков двигателя. Во время огневой работы двигателя происходит его восполнение. Кроме того, предусматривается дозаправка баллонов в полёте с использованием агрегата подкачки окислителя. Таким образом, конструкция БДМТ с использованием газореактивного СОП обеспечивает необходимое количество запусков маршевого двигателя (до 7) и управление РБ в полёте при высокой надёжности работы.

Общий вид БДМТ с СОП представлен на рис. 4.

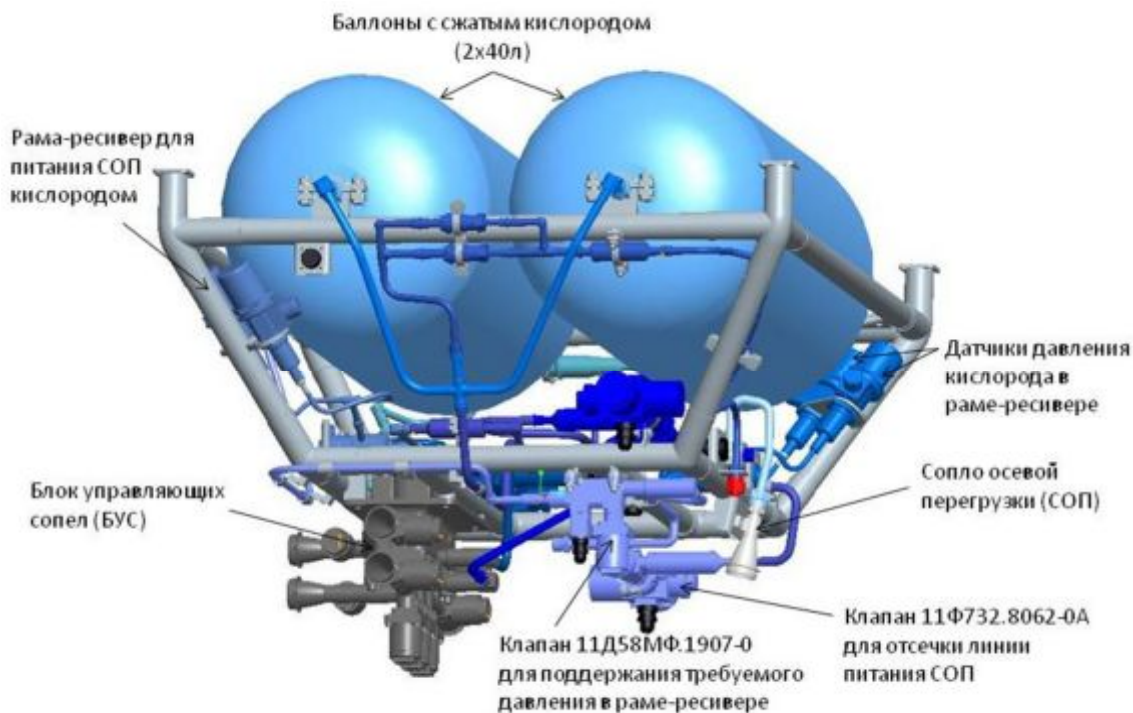


Рис. 4. Блок двигателей малой тяги с соплом осевой перегрузки

### Автономная система управления двигателем

Опыт разработки систем диагностики и аварийной защиты ОДУ ОК «Буран» показал, что системы управления ЖРД с функциями диагностирования и аварийной защиты должны быть автономными и разрабатываться параллельно или даже опережая разработку объекта управления.

Преимущества автономности системы управления ЖРД разгонного блока заключаются в следующем:

- универсальность создаваемого двигателя для различных РБ с точки зрения взаимодействия с системой управления (СУ) и системой бортовых измерений (СБИ) РБ (ограниченный информативный обмен);

- обеспечение максимального быстродействия при аварийном выключении двигателя, что повышает эффективность его аварийной защиты;

- большие вычислительные мощности в связи с наличием собственного вычислительного модуля;

- возможность использования информации с большего количества первичных преобразователей (датчиков);

- обеспечение возможности совместной отработки автоматической системы

управления двигателем (АСУД) с двигателем на всех этапах экспериментальной отработки;

- обеспечение технологических приёмо-сдаточных испытаний двигателя без стендовых систем управления;

- удобство внесения изменений в алгоритмы управления и аварийной защиты из-за отсутствия связей с программным обеспечением (ПО) СУ РБ;

- возможность реализации сложных защитных операций (перевод двигателя на резервный режим работы, повторный запуск после аварийного выключения двигателя (АВД) и других).

Значительное время работы двигателя в полёте (до 10 суток) за счёт объединения в своём составе маршевого двигателя и элементов управления РБ повышает требования к ресурсным характеристикам первичных преобразователей (датчиков) и элементов автоматики (клапанам и регуляторам), функционально входящим в состав АСУД, а это, в свою очередь, отражается на ресурсе аппаратного блока (АБ) АСУД. Для обеспечения требуемых показателей надёжности АБ АСУД прорабатываются вопросы в части временной дискретности работы системы и пере-



смотра требований к надёжности телеметрического канала АСУД.

Приемлемые габаритно-массовые характеристики АСУД в целом могут быть обеспечены на следующей основе:

- использование малогабаритных модулей в АБ АСУД с учётом применения электрорадиоизделий (ЭРИ) большей степени интеграции;

- оптимальное размещение АБ АСУД в двигателе, которое значительно уменьшает протяжённость и массу кабельной сети, поскольку многопроводная массивная кабельная сеть от датчиковой и преобразующей аппаратуры и агрегатов автоматики до АБ АСУД сводится к минимуму.

### **Комплексная отработка двигателя 11Д58МФ**

Расчётными и экспериментальными работами в настоящее время подтверждены основные технические характеристики агрегатов двигателя 11Д58МФ.

Идеологией создания двигателя 11Д58МФ, заложенной в комплексной программе экспериментальной отработки и других организационных документах, предусмотрено поэтапное подтверждение характеристик двигателя. Все агрегаты на

первом этапе испытываются автономно. В частности, для проведения испытаний ТНА создана экспериментальная установка, включающая в свой состав штатный газогенератор, опытная камера сгорания и стендовые агрегаты пневмогидроавтоматики. В дальнейшем эта установка будет проходить модернизацию, её элементы будут заменяться штатными. Экспериментальная установка позволит исследовать работу маршевого двигателя и его агрегатов (в том числе запуск, регулирование и останов) до начала изготовления и доводочных испытаний полноразмерных маршевых двигателей. В составе установки будут обрабатываться и алгоритмы АСУД.

Методический подход, основанный на автономных испытаниях каждого элемента двигателя, отработке циклограммы запуска и останова двигателя на экспериментальной установке, обеспечивает гибкость процесса разработки двигателя и позволяет оперативно вносить уточнения и усовершенствования. До начала изготовления доводочных маршевых двигателей будет отработано большинство принятых технических решений.

### **Библиографический список**

1. Лупяк Д.С., Лакеев В.Н. Исследования по созданию разгонного блока с повышенными энергомассовыми характеристиками // Вестник ФГУП НПО им. С.А. Лавочкина. 2011. № 5. С. 26-29.

2. Аверин И.Н., Егоров А.М., Тупицын Н.Н. Особенности построения, экспериментальной отработки и эксплуатации двигательной установки разгонного блока ДМ-SL комплекса «Морской старт» и пути её дальнейшего совершенствования // Космическая техника и технологии. 2014. № 2(5). С. 62-73.

3. Катков Р.Э., Лозино-лозинская И.Г., Мосолов С.В., Смоленцев А.А., Соколов Б.А., Соколова Н.А., Стриженко П.П.,

Тупицын Н.Н. Результаты огневых испытаний экспериментальных камер сгорания ЖРД с кислородным охлаждением // Известия РАН. Энергетика. 2013. № 1. С. 34-43.

4. Красмаш - космосу // Синева. 2013. № 5-6. С. 2-3. <http://www.krasm.com/about/kmz.aspx?itemid=13>

5. Семёнов Ю.К. Основные особенности пневмогидравлических систем разгонных блоков // Сборник научных трудов «Жидкостные ракетные двигатели, созданные ОКБ-1–ЦКБЭМ–НПО «Энергия» – РКК «Энергия» (1957-2009)». Серия XII, выпуск 1-2. Королёв: РКК «Энергия», 2009. С. 114.

### **Информация об авторе**

**Смоленцев Александр Алексеевич**, главный конструктор двигателей, двигательных и энергетических устано-

вок, руководитель НТЦ, Ракетно-космическая корпорация «Энергия». E-mail: [alexander.smolentsev@rsce.ru](mailto:alexander.smolentsev@rsce.ru). Об-

ласть научных интересов: электроракетные двигатели, электроракетные двигательные установки, системы хранения и

подачи рабочего тела, жидкостные ракетные двигатели, энергетические установки.

## EXPERIENCE IN THE DEVELOPMENT OF 11Д58МФ LIQUID ROCKET ENGINES

©2014 A.A. Smolentsev

JSC RSC Energia, Korolyov, Russian Federation

The article presents an analysis of the design work carried out in the design of liquid rocket engine (LRE) 11Д58МФ developed by JSC "RSC" Energy "for the upper stage (RB) ДМ. The developed liquid fuel rocket engine has a number of features that require innovative approaches to its design. The structure of the engine including experienced combustion chamber, the control system with functions for diagnostics and emergency protection, power supply of oxidizer and fuel tank with elements of devices that provide a guaranteed intake of propellants during his multiple inclusions, blocks thrusters operating on gaseous oxygen and providing impetus pre-launch booster and orientation in flight. The cooling chamber is performed without the use of liquid oxygen internal cooling is performed with a nozzle chamber with uncooled high expansion rationozzle. Workflow efficiency in the combustion chamber is provided by a slit mixing head, which uses the circuit components of mixed fuel: jet fuel into razing oxidant stream. Basic design and engineering solutions for combustion chamber: the use of a slit mixer-term head of the engine, performing geometry of cooling path with variable height, thickness and angle of the ribs to the axis of the chamber, the technology of manufacturing, assembly and soldering the mixing head and combustion chamber have been experimental testing. The LRE-linen design process was defined the composition of pneumohydroautomatic equipment, small draft engines block, autonomous system universal and can be used in the development of similar engines.

*The upper stage, liquid-fuel rocket engine combustion chamber, mixing of slit-cleverly tract cooling units, pneumohydroautomatic equipment, autonomous control system.*

### References

1. Loupiak D.S., Lakeev V.N. Researches on development of the upper stage with improved energy and mass parameters // Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina. 2011. No. 5. P. 26-29. (In Russ.)
2. Averin I.N., Egorov A.M., Tupitsyn N.N. Special features of architecture, developmental testing and operation of the propulsion system for the upper stage block DM-SL used in the sea launch complex and avenues to its further improvement // Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii. 2014. No. 2(5). P. 62-73. (In Russ.)
3. Katkov R.E., Lozino-Lozinskaya I.G., Mosolov S.V., Smolentsev A.A., Sokolov B.A., Sokolova N.A., Strizhenko P.P., Tupitsyn N.N. Test Results of Experimental Rocket Engine Chambers for DM Upper Stage with Liquid Oxygen Cooling // Izvestiya RAN. Energetika. 2013. No. 1. P. 34-43. (In Russ.)
4. From Krasnash to Space // Sineva. 2013. No. 5-6. P 2-3. Available at: <http://www.krasnash.com/about/kmz.aspx?itemid=13> (accessed 12.05.2014)
5. Semenov Yu.K. Main features of Upper Stage Pneumohydraulic Systems // RSC Energia Bulletin "Liquid Rocket Engines Developed in OKB-1 – TsKBEM – NPO Energia – RSC Energia (1957-2009)". Series XII, Issue 1-2. Korolev: S.P. Korolev rocket and space corporation «Energia» Publ., 2009. P. 114. (In Russ.)

### About the author

**Smolentsev Alexander Alexeyevich**, General Designer for propulsion and power systems, Head of STC at RSC Energia. E-mail: [alexander.smolentsev@rsce.ru](mailto:alexander.smolentsev@rsce.ru). Area of

Research: electric thruster, electric propulsion systems, storage and supply systems, liquid-propellant rocket engine, power plants.

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

№5 (47)  
Часть 4  
2014

Корректор **Паровой Ф. В., Паровой Е.Ф.**  
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](mailto: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: <sup>1, 2</sup>. 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](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](mailto: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](mailto: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](mailto: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](mailto:andr@smr.ru). Area of research: diffractive optics, software design for optical modeling, image processing.